

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

UTILIZAÇÃO DE CIRCUITOS DE BOMBAS CAPILARES
EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

Gustavo Portella Montagner

Florianópolis, Fevereiro de 2008

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

UTILIZAÇÃO DE CIRCUITOS DE BOMBAS CAPILARES EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

GUSTAVO PORTELLA MONTAGNER

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de
MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.

Cláudio Melo, Ph.D. - Orientador

Fernando Cabral, Ph.D. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Edson Bazzo, Dr.Eng. - Presidente

Amir A. Oliveira Jr., Ph.D.

Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.

**“Se, a princípio, a idéia não é absurda,
então não há esperança para ela.”**

Albert Einstein

**Dedico este trabalho
aos meus pais Waldomiro e Eloá**

Agradecimentos

Aos meus pais, Waldomiro e Eloá, e minhas irmãs Silvanna e Giselle pelo incentivo dado aos meus estudos e pelo apoio nos momentos difíceis e desestimulantes deste caminho. À Thaís que, além do carinho e do apoio, sempre soube contornar todas as dificuldades a que fomos submetidos neste período.

Ao Prof. Cláudio Melo, pelos conselhos dados que me permitiram obter este título. Ainda, agradeço pela confiança depositada em mim e pela oportunidade de trabalhar em um ambiente do mais alto nível técnico e científico.

Aos amigos do POLO, Joaquim Gonçalves, Luís Torquato, Augusto Zimmermann e Paulo Couto pelas conversas empolgadas que permitiram decisões importantes no desenvolvimento do estudo. Aos alunos de graduação e técnicos que, de diferentes formas, contribuíram neste trabalho. Em especial ao David Bortolotto, pelo esmero no trabalho junto à bancada.

À Embraco por me oferecer o estudo de um tema atual e de grande importância. Aos amigos da Embraco, em especial ao Gustavo Weber e ao Reinaldo Maykot pelo incentivo ao longo do curso.

Por fim, agradeço a Universidade Federal de Santa Catarina, ao Departamento de Engenharia Mecânica e aos seus professores por proporcionarem um curso de alta qualidade e de reconhecimento nacional. E à CAPES pelo fomento de bolsa de estudo durante o período.

RESUMO

Devido as perspectivas de escassez das fontes de energia elétrica e ao rígido controle ambiental relativo à utilização de fluidos refrigerantes, novas tecnologias de refrigeração têm surgido com uma certa regularidade. Tais tecnologias, sem exceção, geram duas superfícies térmicas, uma quente e outra fria, ambas na máquina de refrigeração. Isso exige a utilização de sistemas secundários de transferência de calor ligando a superfície fria ao compartimento refrigerado e a superfície quente ao ambiente externo. Tais sistemas devem ser compactos, ter baixo consumo de energia, ter capacidade de refrigeração elevada além de operarem com uma pequena diferença de temperatura entre as partes trocando calor. Uma das propostas para o lado quente, consiste na utilização de circuitos de bombas capilares, também conhecidos por CPLs (Capillary Pumped Loops).

Uma CPL é um sistema bifásico que usa a aplicação de calor e as forças geradas pela tensão superficial em um elemento poroso para bombear fluido refrigerante num circuito fechado, composto basicamente por um evaporador, um condensador e um reservatório de líquido. Ao invés de uma bomba mecânica, o diferencial de pressão necessário para a circulação do fluido é gerado no menisco que separa as fases líquida e vapor no elemento poroso, localizado no evaporador.

Desde a sua introdução, as CPLs vêm sendo utilizadas predominantemente na área aeroespacial. A utilização de CPLs em sistemas de refrigeração, exige características operacionais particulares, como altas taxas de transferência de calor e pequenas diferenças de temperatura entre partes trocando calor, além da presença da gravidade.

O objetivo maior deste trabalho é avaliar o desempenho de um circuito CPL aplicado como um sistema secundário de transferência de calor no lado quente de sistemas alternativos de refrigeração. Para tanto, as características físicas e operacionais de CPLs foram estudadas em detalhes a partir da ampla literatura existente sobre o assunto. Apesar de ampla, a literatura não contempla a demanda do setor de refrigeração. Para preencher esta lacuna, decidiu-se projetar e ensaiar um circuito CPL com foco no segmento de refrigeração, investigando os efeitos de fatores tais como: temperatura de condensação, desnível entre trocadores de calor, configuração do elemento poroso e fluido de trabalho.

Das configurações testadas, a que mostrou melhor desempenho foi aquela onde a temperatura da superfície quente se manteve em 76°C para um fluxo de calor de 4,8W/cm². Tal valor de temperatura é excessivamente elevado, gerando coeficiente de performance baixo e exigindo portanto melhorias significativas no conceito de bomba capilar adotado de forma a viabilizar a operação proposta.

ABSTRACT

Due to the shortage of the electric energy sources and also to the strict environmental controls regarding the use of the actual refrigerants, alternative cooling technologies are now being introduced into the market, all of them with innovative features related to the energetic efficiency and also to the use of environmental friendly substances. However, all those technologies are based on a warm and a cold surface, both generated by and located at the refrigeration machine. That requires the utilization of secondary heat transfer loops to connect the cold surface to the refrigerated compartment and the warm surface to the external air. Such secondary circuits must be compact, in addition of having low energy consumption, high cooling capacity and producing a small temperature drop between the heat transfer source and sink. One of the alternatives for the warm side of alternative refrigeration systems is a Capillary Pumped Loop-CPL, considered in this work.

A CPL is a two-phase flow system that uses heat and the capillary forces generated in a porous media to pump fluid in a closed loop, comprised by an evaporator, a condenser and a liquid reservoir. The required pressure difference to pump the fluid is generated in the meniscus that separates the liquid and vapor phases, located in the evaporator.

Since its introduction, the CPL concept has been used mainly by the aerospace industry. In order to explore its use in refrigeration equipments some specific operational characteristics must be addressed: i) high heat transfer fluxes, ii) high condensation temperatures and iii) low temperature drops between the heat transfer source and sink. In addition to that the gravity is another factor that differentiates the aerospace and earth applications.

The main objective of this work is therefore to explore the operational characteristics of a CPL working as a secondary heat transfer circuit in alternative refrigeration systems. For doing so a CPL prototype was designed and manufactured, having a flat geometry and using a heating block to simulate the warm surface of the refrigeration machine. The prototypes were tested in specific operational conditions required by the refrigeration sector, using ethyl alcohol and water as working fluids, and varying the thickness and the porous size of the porous wick, the height difference between evaporator and condenser and also the evaporator orientation. From those tests the operational limits for each CPL configuration were established, allowing the identification of failures and also of points for further design improvements.

The best CPL configuration showed a warm surface temperature of 76°C for a heat flux of 4.8W/cm². Such a value is extremely high pushing the performance coefficient down. Therefore significant improvements are required in the CPL prototype before it can be considered a practical alternative for refrigeration systems.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	IV
LISTA DE TABELAS	IX
SIMBOLOGIA	X
1 CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 IDÉIA GERAL: APRESENTANDO O PROBLEMA	1
1.2 OBJETIVO E ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	7
1.3 CONTRIBUIÇÕES DA DISSERTAÇÃO	8
2 CAPÍTULO 2 - FUNDAMENTOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
2.1 HISTÓRICO DOS SISTEMAS BIFÁSICOS	10
2.2 SISTEMAS BIFÁSICOS	11
2.2.1 TERMOSSIFÃO	11
2.2.2 BOMBEAMENTO BIFÁSICO (2PPL)	13
2.2.3 HEAT PIPE (HP)	13
2.2.4 PULSATING HEAT PIPE (PHP)	15
2.2.5 CAPILLARY PUMPED LOOP (CPL) E LOOP HEAT PIPE (LHP)	16
2.2.5.1 Princípio operacional	17
2.2.5.2 Pressão, Temperatura e Controle de operação	22
2.2.5.3 Diferenças entre CPL e LHP	27
2.2.5.4 Análise de alguns trabalhos da literatura	29
2.3 PARÂMETROS QUE AFETAM O DESEMPENHO DE UMA CPL	36
2.3.1 MATRIZ POROSA	37
2.3.1.1 Tamanho do Poro	39
2.3.1.2 Espessura do elemento poroso	43
2.3.1.3 Aspectos materiais	44
2.3.2 FLUIDO DE TRABALHO	46

2.3.3	PERDA DE CARGA	50
2.3.3.1	Limitação capilar	51
2.3.3.2	Subresfriamento e Relação dT/dP	54
2.3.3.3	Temperatura de vaporização	56
2.3.4	RESERVATÓRIO, CONDENSADOR E CARGA DE FLUIDO REFRIGERANTE	58
2.3.5	TEMPERATURA AMBIENTE	59
2.3.6	RESISTÊNCIA TÉRMICA NOS TROCADORES DE CALOR	61
2.3.7	ORIENTAÇÃO DO EVAPORADOR	62
2.3.8	ALETAMENTO	63
2.3.9	GASES INCONDENSÁVEIS	64
2.3.10	OSCILAÇÃO NA PRESSÃO E NA TEMPERATURA	65
2.4	LIMITES OPERACIONAIS E MODOS DE FALHA	66

3 CAPÍTULO 3 - ABORDAGEM EXPERIMENTAL **68**

3.1	CIRCUITO CPL	68
3.1.1	EVAPORADOR	69
3.1.2	ELEMENTO POROSO	77
3.1.3	FLUIDO DE TRABALHO	78
3.1.4	CONDENSADOR	78
3.1.5	RESERVATÓRIO	79
3.1.6	LINHAS DE TRANSPORTE DE FLUIDO	80
3.1.7	VOLUME INTERNO DO CIRCUITO	80
3.2	CALORÍMETRO	80
3.2.1	FAIXA DE OPERAÇÃO	82
3.2.2	COMPONENTES	83
3.2.2.1	Seções de medição de temperatura	83
3.2.2.2	Uniformizador de Temperatura	83
3.2.2.3	Uniformizador de Velocidade	84
3.2.2.4	Evaporador	84
3.2.2.5	Resistências Elétricas	84
3.2.2.6	Bocal	84
3.2.2.7	Ventilador	86
3.3	AQUISIÇÃO DE DADOS	86
3.3.1	PROPRIEDADES, INSTRUMENTOS E PONTOS DE MEDIÇÃO	87
3.4	VARIÁVEIS INDEPENDENTES E METODOLOGIA DE TESTE	90
3.4.1	VARIÁVEIS INDEPENDENTES	90
3.4.2	METODOLOGIA DE TESTES	94
3.4.2.1	Rotina de testes	94
3.4.2.2	Determinação do regime permanente	95
3.4.2.3	Procedimento de avaliação	96

4	<u>CAPÍTULO 4 - RESULTADOS E COMENTÁRIOS</u>	98
4.1	REGIME DE OPERAÇÃO	98
4.2	ACURÁCIA E REPETIBILIDADE	105
4.2.1	FLUXOS DE CALOR E BALANÇO DE ENERGIA	105
4.2.2	TESTES DE REPETIBILIDADE	108
4.3	ANÁLISES COMPARATIVAS	110
4.3.1	CARGA DE FLUIDO DE TRABALHO	110
4.3.2	FLUIDO DE TRABALHO	111
4.3.3	TAMANHO DO PORO	113
4.3.4	ESPESURA DA MATRIZ POROSA	115
4.3.5	MATRIZES HÍBRIDAS	116
4.3.6	DESNÍVEL EVAPORADOR/CONDENSADOR	119
4.3.7	SUORTE DO ELEMENTO POROSO DE POLICARBONATO	119
4.3.8	SUBRESFRIAMENTO	121
4.3.9	TEMPERATURA AMBIENTE	122
4.3.10	GASES INCONDENSÁVEIS	123
4.4	AValiação FINAL DO CIRCUITO CPL	124
5	<u>CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES</u>	126
6	<u>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</u>	129
7	<u>APÊNDICES</u>	135
7.1	APÊNDICE A: PRINCÍPIO DA CAPILARIDADE	136
7.2	APÊNDICE B: PRINCÍPIO DA EBULIÇÃO	148
7.3	APÊNDICE C: AVALIAÇÃO DA CONDUTÂNCIA GLOBAL DO CALORÍMETRO	164
7.4	APÊNDICE D: PROCEDIMENTO DE CARGA DE FLUIDO DE TRABALHO	171
7.5	APÊNDICE E: PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES	174
8	<u>RESUMO DE FIGURAS, DIAGRAMAS E TABELAS</u>	183

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Aplicação de trocadores de calor secundários em sistemas de refrigeração.....	2
Figura 1.2 - Diferenciais de temperatura num sistema de refrigeração	3
Figura 1.3 - Sistema secundário de transferência de calor genérico.....	5
Figura 1.4 - Diferenças de temperatura no sistema secundário de transferência de calor.....	6
Figura 1.5 - Implementação dos circuitos secundários em um sistema de refrigeração	6
Figura 2.1 - Termossifão puro	12
Figura 2.2 - Circuito Termossifão	12
Figura 2.3 - Bombeamento bifásico.....	13
Figura 2.4 - Heat Pipe	14
Figura 2.5 - Pulsating Heat Pipe (KHANDEKAR, 2004)	15
Figura 2.6 - Conceitos CPL e LHP	17
Figura 2.7 - Detalhe do evaporador de uma CPL	18
Figura 2.8 - Condições de partida e operação do circuito CPL.....	20
Figura 2.9 - Condição anterior à inicialização para o LHP	20
Figura 2.10 - Regimes de condutância	22
Figura 2.11 - Diagrama Pressão vs. Temperatura do ciclo de operação de uma CPL.....	23
Figura 2.12 - Esquema simplificado do circuito CPL	23
Figura 2.13 - Diagrama do circuito CPL sob uma primeira condição de operação	25
Figura 2.14 - Comparação entre as condições de operação	26
Figura 2.15 - Níveis de temperatura.....	27
Figura 2.16 - Condição típica de operação de um LHP (WOLF E BIENERT, 1994).....	30
Figura 2.17 - Controle de temperatura ativo na câmara de compensação (WOLF E BIENERT, 1994) .	31
Figura 2.18 - Efeito do superaquecimento na Temperatura de operação (KU,1999)	32
Figura 2.19 - Diferença na temperatura de operação do sistema em virtude de falha no anterior no bombeamento (KAYA e KU, 2000)	33
Figura 2.20 - Geometria do Evaporador da CPL (CERZA et al, 2002).....	34
Figura 2.21 - Temperatura da superfície aquecida (CERZA et al, 2002).....	34
Figura 2.22 - Distribuição da frequência de tamanho de poro	39
Figura 2.23 - Impacto do tamanho de poro na pressão capilar e na perda de carga.....	39
Figura 2.24 - Limite teórico para redução do tamanho de poro	40
Figura 2.25 - Coeficiente de transferência de calor em função do tamanho de poro - LIAO e ZHAO (1999)	41

Figura 2.26 - Superaquecimento exigido pelo processo de ebulição em função do tamanho de poro	42
Figura 2.27 - Espessura teórica para a matriz porosa.....	44
Figura 2.28 - Coeficiente de transferência de calor em função da espessura da matriz porosa - LIAO e ZHAO (1999)	44
Figura 2.29 - Sinterização utilizando pó e fibras	45
Figura 2.30 - Pressão de saturação para diferentes fluidos.....	47
Figura 2.31 - Pressão capilar para diferentes fluidos e raios de poro	48
Figura 2.32 - Tensão superficial em função da temperatura do fluido	49
Figura 2.33 - Composição de pressões em um circuito hipotético.....	52
Figura 2.34 - Variação do raio do menisco em função da taxa de transferência de calor	53
Figura 2.35 - Composição da perda de carga em um circuito em função do fluido utilizado	54
Figura 2.36 - Variação do Fator dT/dP	55
Figura 2.37 - Subresfriamento exigido para diferentes fluidos	56
Figura 2.38 - Impacto da variação da perda de carga	57
Figura 2.39 - Distribuição de temperatura do circuito CPL	60
Figura 2.40 - Distribuição de temperatura no condensador	62
Figura 2.41 - Variação do fluxo de calor em relação à orientação do evaporador (Carey, 1992)	63
Figura 2.42 - Fluxo de calor em função do número de canais (MUGHAL E PLUMB, 1995).....	64
Figura 3.1 - Capillary Pumped Loop - CPL	68
Figura 3.2 - Visão parcial do circuito CPL	69
Figura 3.3 - Evaporador da CPL	69
Figura 3.4 - Detalhamento interno do evaporador	71
Figura 3.5 - Bloco de Aquecimento acoplado ao evaporador	71
Figura 3.6 - Resistência elétrica	71
Figura 3.7 - Dimensões e acoplamento das partes do evaporador.....	72
Figura 3.8 - Aletamento	73
Figura 3.9 - Resfriador acoplado ao Evaporador.....	74
Figura 3.10 - Geometria plana e cilíndrica para o evaporador	75
Figura 3.11 - Suporte do Elemento poroso confeccionado com diferentes materiais	75
Figura 3.12 - Transdutores de fluxo de calor aplicados no resfriador.....	76
Figura 3.13 -Fixação do Bloco de Aquecimento e Resfriador	76
Figura 3.14 - Isolamento térmico do evaporador.....	77
Figura 3.15 - Elemento poroso retangular	77
Figura 3.16 - Condensadores.....	78
Figura 3.17 - Reservatório.....	79
Figura 3.18 - Válvula de controle de fluxo do reservatório.....	79
Figura 3.19 - Calorímetro	81
Figura 3.20 - Distribuição dos componentes no calorímetro e dimensões.....	81
Figura 3.21 - Seção de medição de temperatura.....	83
Figura 3.22 - Uniformizadores de Temperatura com fluxo horizontal e vertical.....	84

Figura 3.23 - Bocal	85
Figura 3.24 - Perda de Carga e Velocidade na “garganta” em função da vazão	85
Figura 3.25 - Diâmetro do bocal vs. Faixa de vazão	86
Figura 3.26 - Telas do programa LabView	87
Figura 3.27 - Disposição dos pontos de medição de temperatura e pressão	88
Figura 3.28 - Transdutores de Pressão	89
Figura 3.29 - Disposição dos elementos porosos no evaporador	91
Figura 3.30 - Desnível evaporador/condensador	92
Figura 3.31 - Exemplo de propriedade fora da condição de regime permanente	95
Figura 3.32 - Exemplo de propriedade em condição de regime permanente	96
Figura 3.33 - Balanço de energia na CPL	97
Figura 4.1 - Teste típico.....	99
Figura 4.2 - Temperaturas da superfície aquecida e do resfriador	100
Figura 4.3 - Geometria dos coletores de líquido e vapor	100
Figura 4.4 - Diferença de temperatura entre os lados direito e esquerdo	101
Figura 4.5 - Taxa de transferência de calor.....	102
Figura 4.6 - Temperatura de saturação vs. Temperatura do reservatório	102
Figura 4.7 - Temperatura do vapor	103
Figura 4.8 - Condição de <i>repriming</i>	104
Figura 4.9 - Condição de aumento de temperatura do reservatório	104
Figura 4.10 - Temperaturas ambiente e da superfície do túnel	105
Figura 4.11 - Fluxo de calor aplicado versus transferido.....	106
Figura 4.12 - Taxa de transferência de calor para o resfriador	107
Figura 4.13 - Fluxo de calor calculado considerando o valor informado pelos transdutores de fluxo de calor aplicados no resfriador	107
Figura 4.14 - Fluxo de calor calculado considerando o balanço de energia no resfriador	108
Figura 4.15 - Repetibilidade dos resultados para a temperatura da superfície aquecida	109
Figura 4.16 - Repetibilidade dos resultados para a taxa de transferência de calor calculada	109
Figura 4.17 - Variação da carga de fluido	110
Figura 4.18 - Variação da pressão de saturação em função da carga de fluido	111
Figura 4.19 - Efeito do fluido e da elevação do evaporador sobre a temperatura de vaporização..	112
Figura 4.20 - Temperatura da superfície aquecida utilizando diferentes fluidos	112
Figura 4.21 - Transferência de calor para o resfriador	113
Figura 4.22 - Coloração da água após os testes.....	113
Figura 4.23 - Influência do tamanho de poro	114
Figura 4.24 - Influência da espessura da matriz porosa na temperatura da superfície aquecida ...	115
Figura 4.25 - Comparativo da melhor configuração híbrida	116
Figura 4.26 - Matriz híbrida com múltiplos tamanhos de poro	117
Figura 4.27 - Influência do tamanho de poro no contato com a superfície aquecida	118
Figura 4.28 - Influência da interface entre as matrizes porosas	118
Figura 4.29 - Diferença de pressão entre os canais de líquido e vapor	119

Figura 4.30 - Efeito do material usado na fabricação do suporte do elemento poroso	120
Figura 4.31 - Taxa de transferência de calor no resfriador em função do material do suporte do elemento poroso	121
Figura 4.32 - Influência do subresfriamento	121
Figura 4.33 - Efeito da temperatura ambiente sobre o desempenho de uma CPL	122
Figura 4.34 - Temperatura da superfície aquecida vs. temperatura ambiente.....	123
Figura 4.35 - Variação da pressão de saturação ao longo do tempo	124
Figura 4.36 - Verificação da temperatura da superfície aquecida ao longo do tempo	124
Figura 4.37 - Diferença de temperatura imposta pelo sistema secundário	125
Figura 7.1 - Relação entre força molecular versus distância entre moléculas	138
Figura 7.2 - Representação do equilíbrio de forças intermolecular	139
Figura 7.3 - Linha de equilíbrio superficial.....	140
Figura 7.4 - Tensões Interfaciais	142
Figura 7.5 - Ângulo de Contato e característica de molhabilidade da superfície	143
Figura 7.6 - Característica capilar	144
Figura 7.7 - Efeito Capilar.....	145
Figura 7.8 - Balanço de forças no sistema capilar.....	145
Figura 7.9 - Pressão diferencial numa bolha de vapor.....	147
Figura 7.10 - Estado Metaestável	149
Figura 7.11 - Limite Espinodal.....	150
Figura 7.12 - Formação da bolha de vapor	150
Figura 7.13 - Curva de Nukiyama com temperatura controlada	153
Figura 7.14 - Regimes da ebulição em piscina (KREITH e BOHN, 1993).....	153
Figura 7.15 - Curva de Nukiyama com fluxo de calor controlado.....	155
Figura 7.16 - Fluxo Crítico de Calor vs. Temperatura de saturação.....	156
Figura 7.17 - Efeito da rugosidade superficial (CHOWDHURY e WINTERTON, 1985)	157
Figura 7.18 - Mecanismo de vaporização em uma estrutura porosa.....	158
Figura 7.19 - Resultados comparativos entre o processo de ebulição em superfície com e sem adição de matriz porosa (BRAUTSCH e KEW - 2002).....	159
Figura 7.20 - Efeito da elevação e do tamanho de poro (BRAUTSCH e KEW - 2002).....	160
Figura 7.21 - Fluxo de calor em função da elevação e do tamanho de poro (BRAUTSCH e KEW - 2002)	161
Figura 7.22 - Graus de superaquecimento para superfície com e sem matriz porosa (CAREY, 1992)	161
Figura 7.23 - Variação do coeficiente de transferência de calor (LIAO e ZHAO - 1999).....	162
Figura 7.24 - Comportamento da frente de vapor (LIAO E ZHAO - 1999).....	163
Figura 7.25 - Transferência de calor pelas paredes do túnel.....	165
Figura 7.26 - Resistências elétricas usadas no processo de calibração	166
Figura 7.27 - Resposta da curva de correção frente a variação de potência aplicada	169
Figura 7.28 - Resultados obtidos frente a variação de vazão.....	170
Figura 7.29 - Resultados para variação de temperatura do túnel	170

Figura 7.30 - Disposição das válvulas de serviço.....	171
Figura 7.31 - Dispositivo de carga.....	172
Figura 7.32 - Acoplamento do dispositivo de carga no circuito CPL.....	173
Figura 7.33 - Representação da ligação do termopar.....	174
Figura 7.34 - Ligação de um conjunto de termopares a uma junta de referência	175
Figura 7.35 - Recipiente para calibração de termopares	176
Figura 7.36 - Curva de correção de termopar.....	176
Figura 7.37 - Resultado do processo de calibração dos termopares.....	177

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Faixa de operação de alguns fluidos de trabalho	46
Tabela 2 - Tensão superficial para fluidos.....	48
Tabela 3 - Tensão superficial para sólidos	48
Tabela 4 - Calor latente de vaporização.....	50
Tabela 5 - Propriedades físicas de alguns fluidos	54
Tabela 6 - Propriedades do etanol em função da temperatura	60
Tabela 7 - Vista explodida do evaporador	70
Tabela 8 - Configurações dos elementos porosos empregados nos testes.....	78
Tabela 10 - Testes experimentais.....	93
Tabela 11 - Valores limites para determinação do regime permanente	96
Tabela 12 - Tensão superficial para alguns líquidos	141
Tabela 13 - Energia livre superficial de alguns sólidos	141
Tabela 14 - Testes de calibração	167
Tabela 15 - Resultados dos testes de calibração	168

SIMBOLOGIA

ALFABETO LATINO

2PPL - Two Fase Pumped Loop

A - área (m^2)

C_p - capacidade térmica à pressão constante ($\text{J/kg}^\circ\text{C}$)

CPL - Capillary Pumped Loop

C_v - capacidade térmica à volume constante ($\text{J/kg}^\circ\text{C}$)

D - diâmetro (m)

D_p - diâmetro de poro (m)

E - espessura da matriz porosa (m)

E - energia interna (J/kg)

f - fator de atrito

F - força (N)

g - aceleração da gravidade (m/s^2)

G - energia livre de Gibbs (J)

h - altura

h_{lv} - entalpia de vaporização (J/kg)

HP - Heat Pipe

K - permeabilidade (m^2)

k_f - condutividade térmica do fluido de trabalho ($\text{Wm}^{-1}\text{C}^{-1}$)

k_m - condutividade térmica do material que constitui a matriz porosa ($\text{Wm}^{-1}\text{C}^{-1}$)

k_w - condutividade térmica efetiva da matriz porosa ($\text{Wm}^{-1}\text{C}^{-1}$)

L - comprimento (m) ou espessura da matriz porosa (mm)

LHP - Loop Heat Pipe

m - massa (kg)

P_{cond} - pressão de saturação no condensador (Pa)

PHP - Pulsating Heat Pipe

P_{liq} - pressão do líquido (Pa)

P_{sat} - pressão de saturação (Pa)

P_{vap} - pressão do vapor (Pa)

Q - calor (J)

q'' - fluxo de calor (W/cm^2)

Q_H - calor dissipado ao ambiente externo pela máquina de refrigeração (J)

Q_L - calor absorvido do ambiente refrigerado pela máquina de refrigeração (J)

$\dot{Q}_{aplicado}$ - taxa de transferência de calor no calorímetro calculado via balanço de energia (W)

$\dot{Q}_{calculado}$ - taxa de transferência de calor suprida ao calorímetro via resistências elétricas (W)

$\dot{Q}_{túnel}$ - taxa de transferência de calor no calorímetro calculado via balanço de energia corrigido (W)

r - raio de poro ou de uma bolha de vapor (m)

r_p - raio de poro - valor estatístico (m)

R - resistência térmica ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)

S - entropia ($\text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$)

T_{amb} - temperatura do ambiente externo ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{\text{ar,entrada}}$ - temperatura do ar ambiente na entrada do condensador ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{\text{ar,sáida}}$ - temperatura do ar ambiente na saída do condensador ($^{\circ}\text{C}$)

T_C - temperatura da superfície fria da máquina de refrigeração ($^{\circ}\text{C}$)

T_{cond} - temperatura de saturação no condensador ($^{\circ}\text{C}$)

T_{gab} - temperatura no gabinete refrigerado ($^{\circ}\text{C}$)

T_H - temperatura da superfície quente da máquina de refrigeração ($^{\circ}\text{C}$)

T_{liq} - temperatura do líquido ($^{\circ}\text{C}$)

T_{reserv} - temperatura do reservatório ($^{\circ}\text{C}$)

T_{sat} - temperatura de saturação ($^{\circ}\text{C}$)

T_{vap} - temperatura do vapor ($^{\circ}\text{C}$)

U - coeficiente global de transferência de calor ($\text{W}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}$)

V - volume (m^3)

v_{lv} - diferença entre os volumes específicos do líquido e do vapor (m^3/kg)

W - trabalho mecânico (J)

ALFABETO GREGO

φ - ângulo de inclinação ($^{\circ}$)

θ - ângulo de contato ($^{\circ}$)

ε - porosidade (%)

σ - tensão superficial (N/m)

ρ_l - densidade do líquido (kg/m^3)

ρ_v - densidade do vapor (kg/m^3)

μ - viscosidade ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)

ΔT - diferença de temperatura genérica ($^{\circ}\text{C}$)

ΔT_{ar} - diferença de temperatura entre a saída e a entrada de ar no condensador ($^{\circ}\text{C}$)

ΔP - diferença de pressão genérica (Pa)

ΔP_C - pressão capilar (Pa)

ΔP_W - perda de carga no escoamento através da matriz porosa (Pa)

ΔP_T - perda de carga na tubulação (Pa)

ΔP_h - pressão hidrostática relativa a uma coluna de líquido (Pa)

ΔT_{amb} - diferença entre as temperaturas da superfície quente da máquina de refrigeração e do ambiente externo ($^{\circ}\text{C}$)

ΔT_{gab} - diferença entre as temperaturas da superfície fria da máquina de refrigeração e a do ambiente refrigerado ($^{\circ}\text{C}$)

ΔT_{sub} - subresfriamento ($^{\circ}\text{C}$)

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 Idéia geral: apresentando o problema

A história mostra que o homem tem procurado dominar os princípios da refrigeração desde os primórdios da civilização, visando, primeiramente, a conservação de alimentos. Para tanto, usava-se neve ou gelo, disponíveis em zonas específicas, os quais podiam ser usufruídos apenas por aqueles com poder e recursos para obtê-los.

Com o passar do tempo, a refrigeração evoluiu, tornando-se independente da natureza para o *fornecimento de frio* em 1862, quando surgiu a primeira máquina de refrigeração. Entretanto, deve-se ressaltar que a utilização do gelo natural continuou até o início do século XX.

O desenvolvimento dos sistemas de refrigeração trouxe consigo problemas ambientais consideráveis. Isso motivou a busca por tecnologias de refrigeração alternativas e também por novos fluidos refrigerantes mais seguros ao meio-ambiente. Somado a isto, com as perspectivas de escassez das fontes de energia devido ao aumento da demanda e do rígido controle ambiental relativo à produção energética, passou a ser imperativo que o sistema de refrigeração se tornasse o mais eficiente possível.

Novas tecnologias para a geração de frio, com características inovadoras quanto à eficiência energética e ao uso de substâncias amigáveis ao meio-ambiente têm surgido com certa regularidade. Todas essas tecnologias se valem de princípios físicos diferentes para *originar o frio* mas, em comum, possuem a característica de operarem gerando duas superfícies térmicas, uma quente e outra fria.

Para viabilizar a utilização destas máquinas, é necessário prever a aplicação de sub-sistemas especiais responsáveis pela comunicação da superfície fria da máquina com o compartimento refrigerado e da superfície quente com o ambiente externo (Figura 1.1).

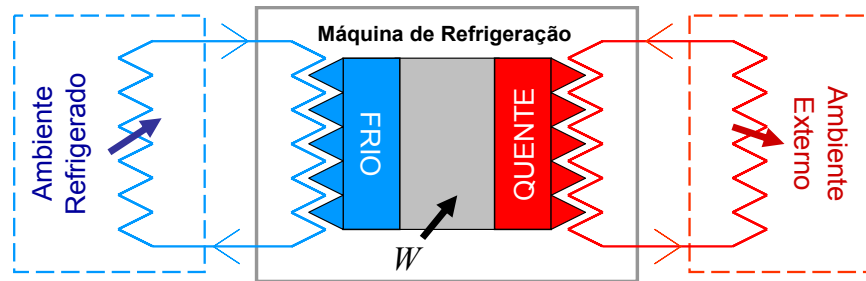


Figura 1.1 - Aplicação de trocadores de calor secundários em sistemas de refrigeração

Tais subsistemas, também chamados de Sistemas Secundários de Transferência de Calor, devem ser compactos, passivos, de capacidade de transferência de calor elevada, com reduzida diferença de temperatura entre as partes trocando calor.

O sistema é chamado *secundário* porque emprega fluidos com propriedades termodinâmicas específicas para o transporte de calor no nível de temperatura exigido, sem qualquer relação com o fluido de trabalho empregado na máquina de refrigeração, quando este existe.

Entre as tecnologias existentes para a produção de frio a refrigeração por compressão mecânica de vapores e expansão direta é, ainda, a mais comum, podendo ser encontrada na grande maioria dos refrigeradores e condicionadores de ar. Neste conceito, após sofrer uma expansão, o fluido de trabalho circula no trocador de calor situado no ambiente a ser refrigerado (evaporador), onde absorve calor e, após ser comprimido, circula no trocador que se encontra no ambiente externo (condensador) onde calor é rejeitado. Neste caso, um único fluido de trabalho é empregado em todo o sistema de refrigeração não havendo, portanto, a necessidade de sistemas secundários de transferência de calor. Noutros sistemas, como por exemplo, Termoelétrico, Termoacústico, Magnetocalórico, Eletrocalórico e Stirling existe a necessidade de sistemas secundários de transferência de calor.

Transferir energia entre as superfícies da máquina de refrigeração e os ambientes externo e interno não é, entretanto, tarefa simples. O acoplamento de qualquer sistema secundário para transferir calor da máquina exige uma diferença de temperatura entre as superfícies e os ambientes externo e interno, diferença esta gerada pela irreversibilidade termodinâmica inerente ao processo de transferência de calor somado à presença da resistência de contato no acoplamento das partes

trocando calor. Tal característica é ilustrada na Figura 1.2, onde se observa que para transportar calor de um reservatório térmico de baixa temperatura à T_{gab} para um reservatório térmico de alta temperatura à T_{amb} , a máquina de refrigeração deve estabelecer na sua superfície fria uma temperatura T_C inferior à T_{gab} enquanto que sua superfície quente deverá atingir uma temperatura T_H , superior à T_{amb} . Isto gera duas diferenças de temperatura, ΔT_{amb} e ΔT_{gab} , responsáveis pela degradação do coeficiente de performance da máquina (COP).

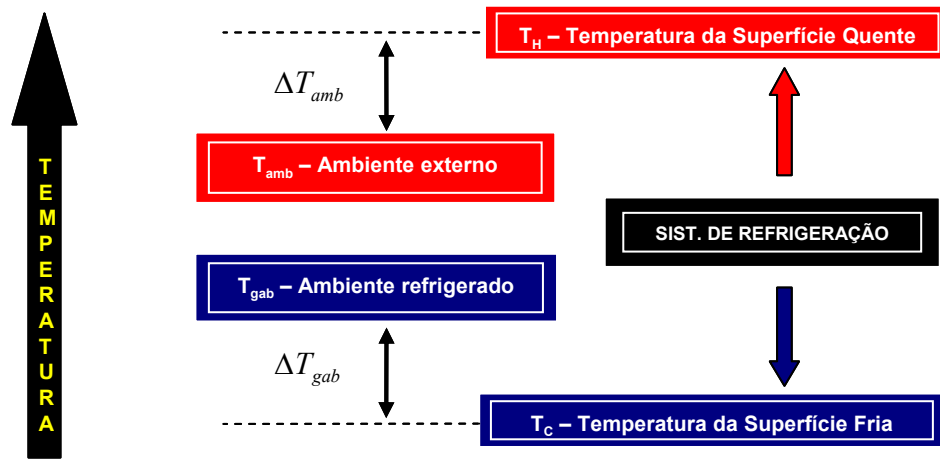


Figura 1.2 - Diferenciais de temperatura num sistema de refrigeração

Para ilustrar a influência dos trocadores de calor no desempenho do sistema, considera-se o COP de Carnot (eq. 1.1), o qual indica o melhor desempenho possível para um sistema de refrigeração.

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_{gab}}{T_{amb} - T_{gab}} \quad 1.1$$

Se $T_{gab} = -18^\circ\text{C}$ (255K) e $T_{amb} = 32^\circ\text{C}$ (305K), o COP_{Carnot} seria então de:

$$COP_{carnot} = \frac{T_{gab}}{T_{amb} - T_{gab}} = \frac{255}{305 - 255} \quad COP_{CARNOT} = 5,1 \quad 1.2$$

Considerando diferenças de temperatura ΔT_{amb} e ΔT_{gab} de 10°C em virtude da utilização de trocadores de calor, atinge-se o seguinte coeficiente de performance:

$$COP_{sis} = \frac{T_c}{T_H - T_c} = \frac{245}{315 - 245} \quad COP_{sis} = 3,5 \quad 1.3$$

Observa-se aqui uma redução de 30% no COP do sistema (de 5,1 para 3,5) apenas com a introdução de trocadores de calor. Percebe-se, portanto, que quanto mais eficiente for o sistema secundário de transferência de calor, também o será o sistema de refrigeração.

A transferência de calor da superfície quente da máquina de refrigeração para o ambiente externo pode ser expressa pela Lei de Resfriamento de Newton:

$$Q_H = UA \cdot \Delta T_{amb} \quad 1.4$$

Onde:

Q_H - calor transferido do sistema para o ambiente externo [W]

U - coeficiente global de transferência de calor [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

A - área de troca de calor [m^2]

$\Delta T_{amb} = (T_H - T_{amb})$ - diferença de temperatura entre superfície e o ambiente externo [$^\circ C$]

A equação anterior mostra que o ΔT_{amb} pode ser reduzido mediante o aumento do parâmetro UA . O coeficiente global “ U ” pode ser melhorado através do uso de materiais de alta condutividade térmica ou através do aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção. Já o aumento da área de troca “ A ” nem sempre é possível devido a restrições de projeto, elevação de custos e da atual tendência de miniaturização dos equipamentos.

Novas tecnologias de refrigeração são geralmente encontradas em aplicações com baixa capacidade de refrigeração, na faixa de 100 a 150W. Nestas aplicações é possível transferir a quantidade de calor desejada mediante a introdução de simples aletas na superfície de troca o que ainda garante a operação dentro dos limites de temperatura desejados. Em sistemas com maiores capacidades de refrigeração (400 à 800W), a utilização de novas tecnologias de refrigeração é dificultada pela inexistência de sistemas secundários de transferência de calor que mantenham as temperaturas das superfícies dentro dos patamares desejáveis para a operação eficiente destes sistemas.

Desta forma, os esforços atuais tem focado o desenvolvimento de sistemas de transferência de calor secundários com as seguintes características:

- gerem altas taxas de transferência de calor, com base em processos de mudança de fase do fluido de trabalho;
- sejam sistemas passivos, o que significa que o sistema não deve consumir energia elétrica;
- imponham uma diferença de temperatura mínima entre a superfície de troca da máquina de refrigeração e os ambientes externo e interno;
- utilizem fluidos de trabalho que não agredam o meio-ambiente.

A Figura 1.3 ilustra um esquema de um sistema secundário de transferência de calor genérico aplicado à superfície quente do sistema de refrigeração e que obedece, em linhas gerais, as características citadas anteriormente. Uma quantidade de calor Q_H deve ser transferida da superfície quente da máquina de refrigeração para o ambiente externo, que se encontra a uma temperatura T_{amb} , mantendo a temperatura desta superfície em T_H . Para tanto, o calor Q_H é transferido da superfície quente para o evaporador onde o fluido de trabalho é vaporizado. O vapor gerado é então deslocado para um condensador, onde o calor é dissipado para o ambiente externo. O fluido condensado retorna ao evaporador reiniciando assim o processo. Cabe ressaltar que um sistema secundário semelhante deve também ser aplicado entre a superfície fria e o ambiente refrigerado.

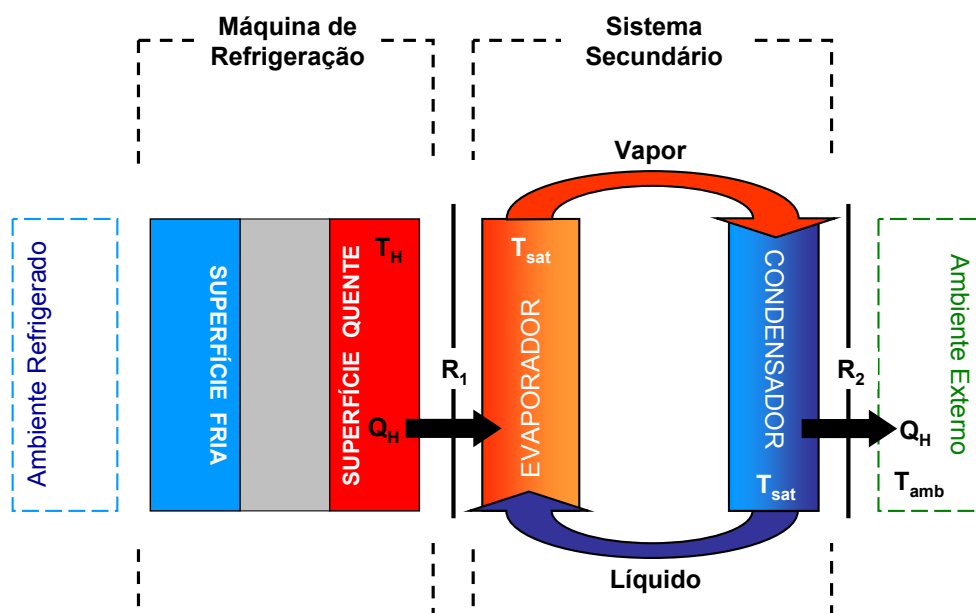


Figura 1.3 - Sistema secundário de transferência de calor genérico

Observa-se que (i) o fluido deve circular no sistema com consumo mínimo senão nulo de energia elétrica e (ii) o sistema proposto é constituído por dois trocadores de calor - o evaporador e o condensador - e que portanto, o processo de transferência de calor está associado à duas resistências térmicas R_1 e R_2 (ver Figura 1.4). A combinação de tais resistências impõe uma diferença de temperatura ΔT_{amb} que é, por sua vez, composta pelas diferenças entre as temperaturas da superfície quente T_H e o fluido de trabalho, que está à uma temperatura de saturação T_{sat} , e deste com o ambiente externo T_{amb} .

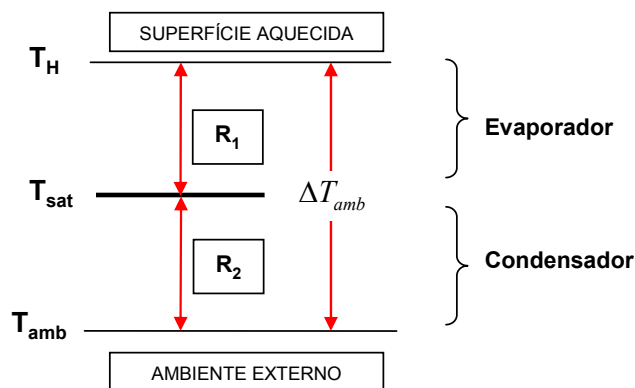


Figura 1.4 - Diferenças de temperatura no sistema secundário de transferência de calor

Em resumo, máquinas de refrigeração que utilizam novas tecnologias de refrigeração devem possuir dois sistemas secundários de transferência de calor, o que origina um sistema de refrigeração modular completo Figura 1.5.

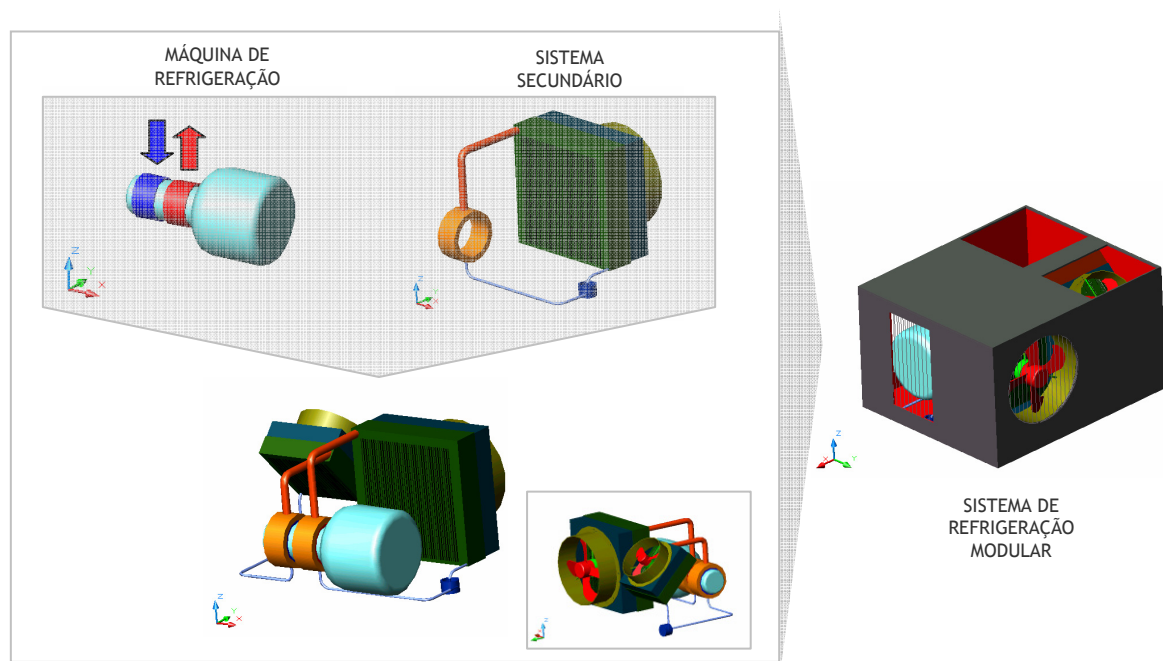


Figura 1.5 - Implementação dos circuitos secundários em um sistema de refrigeração

1.2 Objetivo e organização da dissertação

O objetivo principal deste trabalho é avaliar as potencialidades de utilização de um circuito CPL - Capillary Pumped Loop - como um sistema secundário de transferência de calor aplicado ao lado quente de novos sistemas de refrigeração. Experimentos são realizados num circuito CPL operando dentro de condições exigidas pelo setor da refrigeração. Fatores como desnível entre trocadores de calor, configuração do elemento poroso e fluido de trabalho são algumas das variáveis consideradas. A capacidade de transferência de calor do circuito bifásico é avaliada através de um calorímetro de ciclo fechado, projetado e construído para este fim. Finalmente, o entendimento físico, termodinâmico e operacional do sistema CPL é reportado, com base na vasta base de dados existente sobre o assunto. Desta forma, os fundamentos teóricos do funcionamento do sistema CPL e o inter-relacionamento entre as diversas variáveis são reunidos num só trabalho.

No Capítulo 2 apresenta-se os fundamentos teóricos e uma revisão bibliográfica a respeito de Bombeamento Capilar Bifásico. Primeiramente, descreve-se o histórico da utilização dos sistemas bifásicos e faz-se as suas caracterizações. Enfoque maior é dado ao sistema CPL, com uma descrição detalhada de seu funcionamento. Em seguida, uma fundamentação teórica é apresentada, de forma a tornar mais simples a análise das inter-relações entre os vários parâmetros operacionais assim como os limites operacionais do sistema CPL. O Capítulo 3 é dedicado à descrição da bancada de testes, identificando geometrias, capacidades e fornecendo detalhes do projeto do circuito CPL e do calorímetro. A metodologia de testes é também descrita neste capítulo. Os resultados e as análises dos testes executados são mostradas no Capítulo 4. O Capítulo 5 conclui o trabalho, resumindo as informações obtidas e fornecendo uma posição quanto a real aplicabilidade do sistema proposto. Informações pertinentes, podem ser encontradas nos Apêndices, no final da dissertação.

Para facilitar a leitura, no final deste volume encontram-se resumidas figuras, diagramas e tabelas que são constantemente indicadas ao longo do texto.

1.3 Contribuições da dissertação

Os primeiros estudos referentes aos sistemas bifásicos datam do século 19, com a invenção do que seria conhecido mais tarde como Termossifão. Desde lá, muitos estudos foram realizados nas diversas áreas que envolvem a operacionalidade dos sistemas bifásicos como, por exemplo, o escoamento e a transferência de calor em meios porosos. Estes estudos geraram uma vasta quantidade de informações espalhadas em diversos trabalhos produzidos em diferentes institutos de pesquisa, cada um focando numa particularidade do sistema. A corrida aeroespacial impulsionou a maioria das pesquisas já que se mostrara na época ser uma área sedenta por uma tecnologia eficiente para o controle de temperatura de seus sistemas. Não coincidentemente portanto, a maioria das publicações concentra-se nesta área de atuação. Atualmente outros setores passaram a também necessitar de sistemas de transferência de calor altamente eficientes mas as experiências aeroespaciais não servem como referência para esta nova demanda.

Assim, esta dissertação apresenta duas contribuições primordiais:

- reunir em um só documento, a informação básica necessária à aplicação de um sistema CPL em qualquer área que venha a ser cogitada. Não se tratam de informações pertinentes tão somente à um campo de aplicação e sim informações que ajudam a desenvolver um pensamento crítico a respeito da funcionalidade e das diversas inter-relações existentes entre os elementos que compõem um circuito CPL;
- suprir o setor da refrigeração com resultados experimentais que atendam suas demandas e restrições.

Capítulo 2

FUNDAMENTOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Sistemas bifásicos são amplamente conhecidos, sendo utilizados eficientemente em aplicações aeroespaciais. Com os avanços na área de materiais e com o barateamento dos custos de produção, alguns desses sistemas se tornaram alternativas viáveis para o controle térmico de dispositivos eletrônicos de menor custo, os quais igualmente exigem dimensões reduzidas e altas taxas de transferência de calor. Outros setores industriais passaram também a explorar a aplicabilidade de tais sistemas dentro de suas demandas e restrições, como é o caso do segmento de Refrigeração e Condicionamento de Ar. São exemplos de sistemas bifásicos o Termossifão, Bombeamento Bifásico (2PPL), Heat Pipe (HP), Pulsating Heat Pipe (PHP), Loop Heat Pipe (LHP) e Capillary Pumped Loop (CPL).

Neste capítulo, relata-se brevemente os aspectos históricos da aplicação destes conceitos e em seguida, fez-se uma breve descrição dos sistemas mencionados anteriormente, identificando suas diferenças, vantagens e desvantagens. Será dada maior ênfase aos conceitos CPL e LHP, sobretudo ao primeiro, já que este serve de base ao presente trabalho. Serão abordados os aspectos operacionais do circuito CPL e a inter-relação entre seus componentes. Finalmente, alguns trabalhos com contribuições importantes para os conceitos CPL e LHP serão analisados.

2.1 Histórico dos Sistemas Bifásicos

Termossifão, Heat Pipe (HP), Loop Heat Pipe (LHP) e Capillary Pumped Loop (CPL) são sistemas bifásicos, isto é, o fluido de trabalho muda de fase (líquido - vapor - líquido) ao longo do circuito, o que permite altas taxas de transferência de calor, com uma pequena diferença de temperatura entre as partes extremas e sem aplicar qualquer energia elétrica para o bombeamento do fluido.

FAGHRI (1995) associa o surgimento destes sistemas bifásicos a partir da introdução do Tubo Perkins, em meados do século 19 na Inglaterra. Os tubos Perkins consistiam num circuito que fazia uso da gravidade para deslocar o fluido de trabalho. Usavam em si o conceito do Termossifão, no qual a transferência de calor se dá com assistência da gravidade, deslocando o fluido entre dois níveis devido a diferença de densidades entre as fases líquido e vapor. Em 1836 Jacob Perkins patenteou uma versão que se aproxima dos atuais HP, utilizando água como fluido de trabalho.

O HP, com a configuração semelhante à atual, foi concebido por Gaugler, em 1944, para a General Motors, nos Estados Unidos. Com o intuito de resolver alguns problemas de resfriamento da época, Gaugler idealizou um sistema no qual a evaporação ocorria num nível superior ao da condensação, sem utilizar energia extra para retornar o líquido à região de vaporização. O trabalho para elevar a coluna de líquido ligando os pontos de condensação e evaporação ficaria a cargo da pressão capilar gerada por uma matriz porosa sinterizada em aço. O trabalho de Gaugler nunca foi aproveitado pela General Motors.

Em 1962, Trefethen trouxe de volta a idéia do Heat Pipe, agora ligado a programas espaciais. Entre os protótipos construídos, um utilizava água como fluido de trabalho e outro sódio, este último operando em temperaturas da ordem de 825°C.

Devido ao alto rendimento apresentado pelos HP, buscou-se desenvolver sistemas semelhantes para aplicações terrestres. Entretanto, esta nova aplicação não se desenvolveu com a mesma intensidade da aplicação espacial pois a presença de gravidade diminuía a eficiência do processo de transporte de calor. Recentemente, devido aos altos custos da energia elétrica, o setor industrial têm buscado desenvolver os conceitos Heat Pipe e Termossifão. Por exemplo, Heat Pipes são utilizados como pré-aquecedores em usinas de geração de energia, recuperando um calor que antes seria desperdiçado.

Algumas limitações dos HP motivaram o surgimento de duas evoluções do sistema, o Loop Heat Pipe (LHP) e o Capillary Pumped Loop (CPL), os quais incorporam significativos avanços operacionais. O Loop Heat Pipe foi originalmente inventado na Rússia em 1971 por um grupo de cientistas do Institute of Thermal Physics of Ural. Por sua vez, o Capillary Pumped Loop foi criado nos Estados Unidos nos anos 60 mas seu desenvolvimento só teve início por volta de 1980 (NIKITKIN e CULLIMORE, 1998).

2.2 Sistemas Bifásicos

Sistemas secundários de troca de calor bifásicos fazem uso da mudança de fase do fluido de trabalho para absorver, transportar e dissipar uma maior quantidade de calor em relação a outros sistemas existentes.

Enquanto sistemas convectivos fazem uso da troca de calor sensível entre o meio e o fluido de trabalho, os sistemas bifásicos fazem uso de calor latente proporcionado pela mudança de fase do fluido de trabalho. Isso permite obter fluxos de calor da ordem de 10 à 50 vezes superiores, para uma mesma diferença de temperatura (KHANDEKAR, 2004).

2.2.1 Termossifão

O termossifão é um sistema passivo de transferência de calor que faz uso da diferença de densidade e da gravidade para movimentar o fluido de trabalho. Existem dois tipos, o Termossifão Puro e o Circuito Termossifão.

O Termossifão Puro possui três partes (ver Figura 2.1). Calor é aplicado no evaporador, situado no nível inferior do circuito e onde existe líquido acumulado. Ao absorver calor, este líquido vaporiza e, sendo o vapor gerado menos denso, sobe através de uma seção adiabática situada no centro do tubo até atingir o condensador. No condensador calor é rejeitado para o ambiente externo, provocando a condensação do vapor. O líquido formado volta então à porção inferior do circuito, realimentando o evaporador.

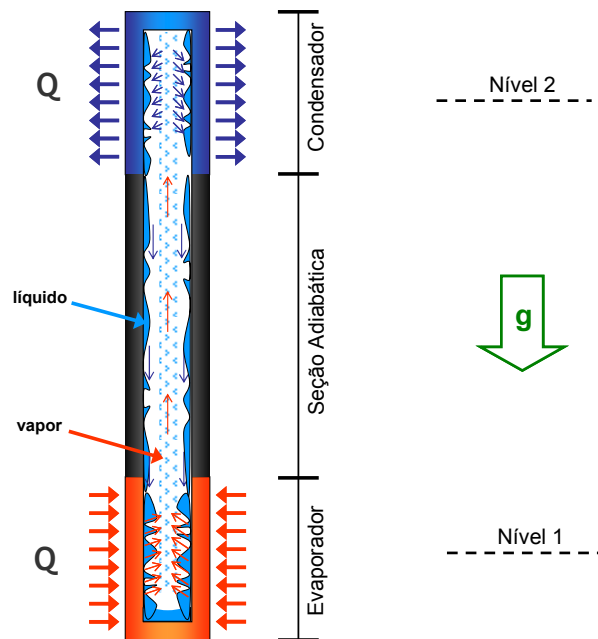


Figura 2.1 - Termossifão puro

No Circuito Termossifão, ver Figura 2.2, existem linhas para o transporte individual do fluido nas fases líquido e vapor. Isto reduz as perdas associadas com o fluxo contracorrente entre líquido e vapor que ocorre no conceito termossifão puro, além de permitir arranjos mais complexos do circuito (MCDONALD et al, 1977).

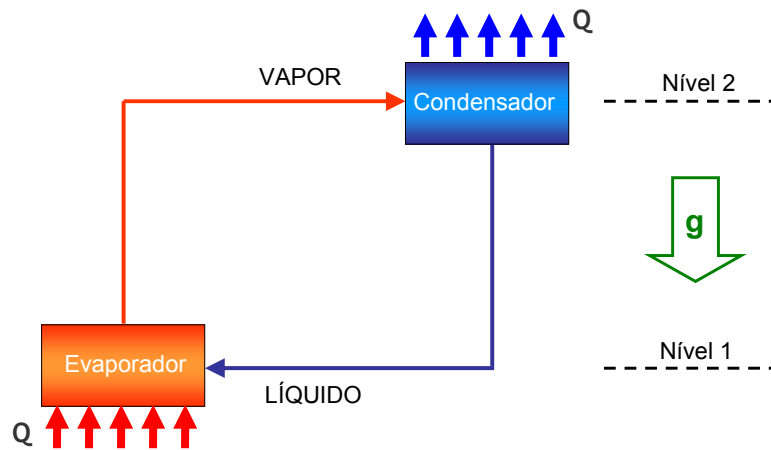


Figura 2.2 - Circuito Termossifão

O Termossifão mostra-se um conceito de troca de calor altamente eficiente quando a geometria do sistema no qual é aplicado permite posicionar o evaporador em um nível inferior ao condensador. Caso contrário, não há como o líquido retornar ao evaporador, não havendo portanto a transferência de calor.

2.2.2 Bombeamento Bifásico (2PPL)

O Bombeamento Bifásico (2PPL - *Two Phase Pumped Loop*) utiliza uma bomba mecânica para gerar a diferença de pressão necessária para movimentar o fluido de trabalho (Figura 2.3). O líquido, próximo ao estado saturado, é bombeado para o evaporador onde absorve calor da fonte quente. O vapor gerado é transferido ao condensador onde ocorre a dissipação do calor para o meio ambiente, fazendo com que o vapor retorne à fase líquida, fechando portanto o ciclo.

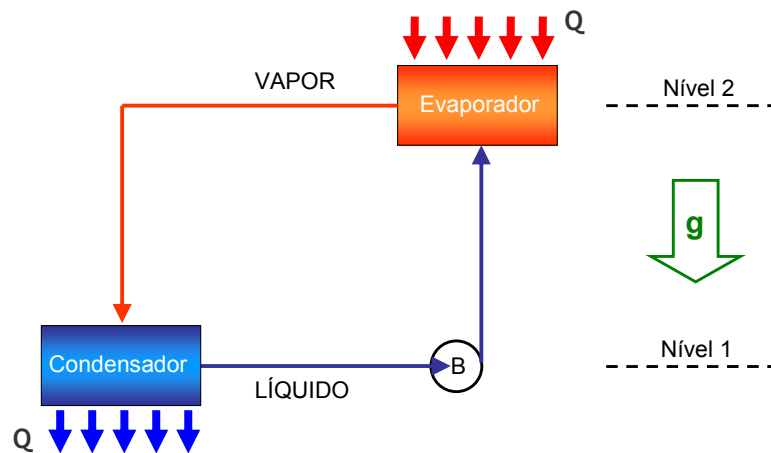


Figura 2.3 - Bombeamento bifásico

A aplicação da bomba mecânica permite ao circuito vencer grandes desníveis ou distâncias (diferente do termosifão), tendo como limite apenas a potência da bomba aplicada. O bombeamento bifásico também gera pequena diferença de temperatura entre seus extremos graças à operação do fluido em estado saturado.

Entretanto, alguns fatores tornam o sistema 2PPL pouco atrativo para aplicação em sistemas de refrigeração. Entre estes fatores, estão a potência para acionamento da bomba e o custo de uma bomba capaz de lidar com o risco de cavitação devido ao bombeamento de um fluido saturado. A bomba mecânica também contribui negativamente para um maior nível de ruído e para a redução da confiabilidade geral do sistema já que ele fica susceptível à possíveis falhas neste componente adicional.

2.2.3 Heat Pipe (HP)

O Heat Pipe é um sistema de transporte de calor altamente eficiente, sendo capaz de vencer desníveis hidrostáticos consideráveis (em contraste ao Termossifão) e bombeando o fluido de forma passiva (diferente do 2PPL).

É caracterizado pela presença de uma estrutura porosa, disposto ao longo de todo o seu comprimento. É constituído por três partes: evaporador, seção adiabática e condensador, os quais podem ser identificadas na Figura 2.4. O calor aplicado no evaporador é conduzido para a estrutura porosa, vaporizando o líquido lá existente. O vapor resultante passa então para o canal de vapor, situado no centro do dispositivo. A maior pressão de vapor no evaporador faz com que o fluido seja conduzido através da seção adiabática até o condensador, onde calor é liberado para o meio. A pressão capilar gerada no menisco formado na matriz porosa faz então com que o líquido formado seja bombeado de volta ao evaporador.

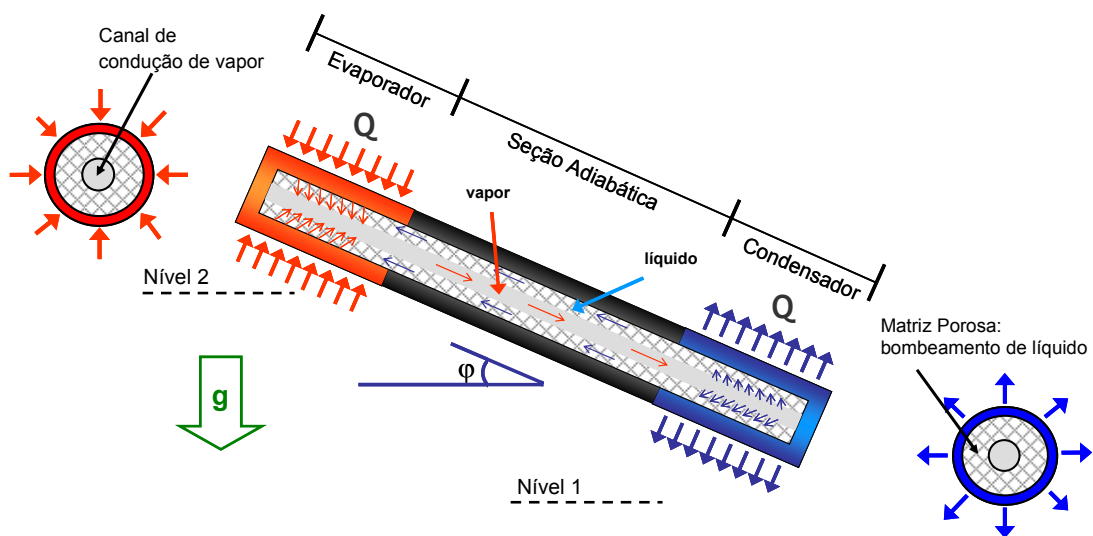


Figura 2.4 - Heat Pipe

A matriz porosa gera um gradiente de pressão ao longo do tubo que permite ao fluido vencer as perdas geradas no escoamento, além de superar forças adversas presentes no sistema, como a gravidade. Contudo, a presença do elemento poroso ao longo de toda a superfície interna também propicia o aumento da perda de carga no fluxo de líquido, sendo que tais perdas crescem consideravelmente com o aumento do comprimento do Heat Pipe, restringindo sua eficiência (LI E OCHTERBECK, 1999). Apesar da presença da matriz porosa, que teoricamente permitiria ao HP operar sob qualquer orientação, ele ainda se mostra sensível quando operando com o evaporador situado em um nível acima do condensador, apresentando abrupta redução na capacidade de transferência de calor (FAGHRI, 1995; ZHANG, 2001; MAYDANIK, 2005).

As dimensões dos Heat Pipes variam desde alguns centímetros de comprimento e milímetros de diâmetro à até dezenas de metros de comprimento e diversos centímetros de diâmetro (KHANDEKAR, 2004). Podem operar numa faixa de temperatura que varia dos 2K, utilizando hélio, a

até 2000K, utilizando prata líquida. Pode ser encontrado em computadores, transportando energia na ordem de 100W, assim como em pré-aquecedores em plantas de produção de aço, transportando mais de 10MW de calor (VASILIEV, 1998).

O principal limitador operacional do Heat Pipe é a capacidade capilar do elemento poroso. Caso as perdas criadas ao longo do circuito se mostrarem superiores à capacidade capilar da matriz porosa, o líquido não conseguirá retornar ao evaporador, causando um aumento contínuo da temperatura do circuito (FAGHRI, 1995).

Alguns modelos de HP flexíveis (FHP) utilizando matriz porosa em fibra de carbono, foram desenvolvidos na antiga União Soviética, sem qualquer diferença de eficiência em relação aos modelos rígidos convencionais (VASILIEV, 1998).

2.2.4 Pulsating Heat Pipe (PHP)

O Pulsating Heat Pipe é essencialmente um tubo dobrado, com diversas curvas, originando um conjunto de canais paralelos. O circuito pode ser fechado ou aberto, como esquematizado na Figura 2.5. Tal circuito é parcialmente preenchido com o fluido de trabalho, cujas fases líquido e vapor se distribuem aleatoriamente ao longo do tubo. A adição de calor em uma das extremidades deste circuito faz com que o líquido vaporize e o vapor gerado seja deslocado para o condensador onde rejeita o calor ao meio, condensando. O calor é transferido do evaporador para o condensador através do deslocamento do fluido sem assistência de bomba mecânica ou matriz porosa.

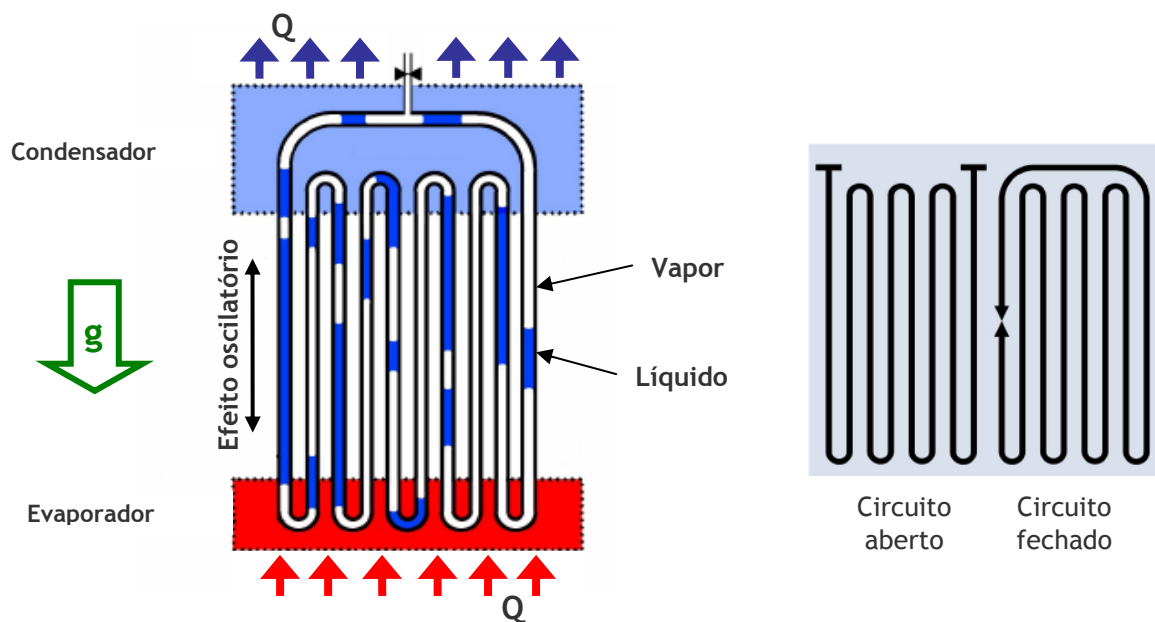


Figura 2.5 - Pulsating Heat Pipe (KHANDEKAR, 2004)

Um PHP é um dispositivo de transferência de calor que opera essencialmente através de variações bruscas de pressão geradas durante o processo de mudança de fase, fazendo com que o calor seja transferido de forma intermitente (KHANDEKAR, 2004). O efeito da gravidade mostra-se irrelevante à operação destes sistema (XU et al., 2005). WEISLOGEL (2000) apresenta outros modelos de PHP, com diferentes geometrias mas com o mesmo princípio operacional.

2.2.5 Capillary Pumped Loop (CPL) e Loop Heat Pipe (LHP)

As limitações na capacidade de transporte dos Heat Pipes e a demanda por sistemas capazes de transportar cada vez mais calor a longas distâncias e vencendo desníveis acentuados entre os reservatórios térmicos, estimulou o desenvolvimento de uma nova geração de circuitos bifásicos. Surgiram então o Loop Heat Pipe (LHP) e o Capillary Pumped Loop (CPL).

Comparativamente com o Heat Pipe, além do ganho de capacidade, esses sistemas também ganharam complexidade com a adição de um reservatório, de componentes ativos (controle de temperatura do reservatório com termostatos e resistências elétricas) e configurações mais sofisticadas.

A essência do LHP e da CPL é a mesma: dispositivos bifásicos de transferência de calor que utilizam a pressão capilar gerada numa matriz porosa para bombear o fluido de trabalho num circuito fechado. Ambos os sistemas são capazes de proporcionar altas taxas de transferência de calor com pequena diferença de temperatura entre suas extremidades que podem estar afastados por grandes distâncias e em desníveis adversos.

Contrastam em relação ao Heat Pipe pela utilização de linhas exclusivas para o transporte do vapor e do líquido e na utilização de matriz porosa somente no evaporador. Estas características evitam, respectivamente, (i) as perdas geradas no fluxo contracorrente de líquido e vapor e (ii) a perda de carga imposta pelo escoamento do líquido através da matriz porosa ao longo de todo seu canal. Como as perdas no trabalho de bombeamento são reduzidas, o potencial capilar pode ser aplicado na intensificação das trocas térmicas, o que faz com que os sistemas LHP e CPL operem com uma capacidade maior em uma ou duas ordens de magnitude em relação a um Heat Pipe convencional (FAGHRI, 1995). Deve-se mencionar que os sistemas CPL e LHP apresentam alguns pontos de preocupação tais como o processo de inicialização do sistema (start up), que é mais complexo, e a presença de oscilações na pressão de bombeamento, problemas que praticamente não existem no Heat Pipe (MURAOKA, 1998).

2.2.5.1 Princípio operacional

Os sistemas CPL e LHP possuem princípios físicos e termodinâmicos bastante semelhantes. Contudo, apresentam diferenças significativas em vários aspectos operacionais. Estes sistemas são formados por um circuito fechado contendo um evaporador, um reservatório, responsável pelo controle da temperatura de operação do circuito e um condensador. A maior diferença entre LHP e CPL é a posição do reservatório. No LHP o reservatório se encontra acoplado ao evaporador enquanto que na CPL este pode ser conectado através de um tubo em qualquer ponto da linha de líquido (Figura 2.6).

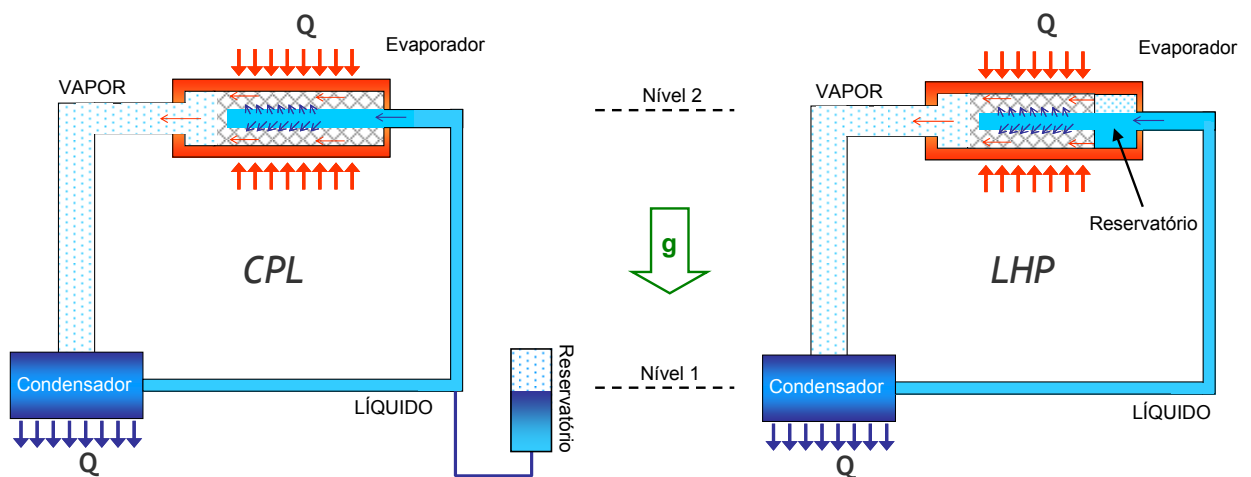


Figura 2.6 - Conceitos CPL e LHP

O evaporador aloja a matriz porosa responsável pelo bombeamento do fluido de trabalho. Normalmente confeccionado em geometria circular (Figura 2.7), o evaporador possui um canal central para alimentar de líquido o elemento poroso. O líquido é deslocado radialmente até a superfície externa aquecida, onde forma-se um menisco (uma fronteira líquido/vapor) que gera a pressão capilar necessária para deslocar o fluido pelo circuito. O vapor gerado escoar até a Linha de Vapor através dos canais formados pelas aletas.

O vapor é conduzido então para o condensador, onde o fluido retorna a fase líquida. O retorno do líquido ao evaporador se dá pela Linha de Líquido sob a ação do efeito capilar da matriz porosa. Como o vapor e o líquido são transportados em canais distintos não existe qualquer interação térmica ou viscosa entre as fases líquido e vapor que possam causar distúrbios no escoamento.

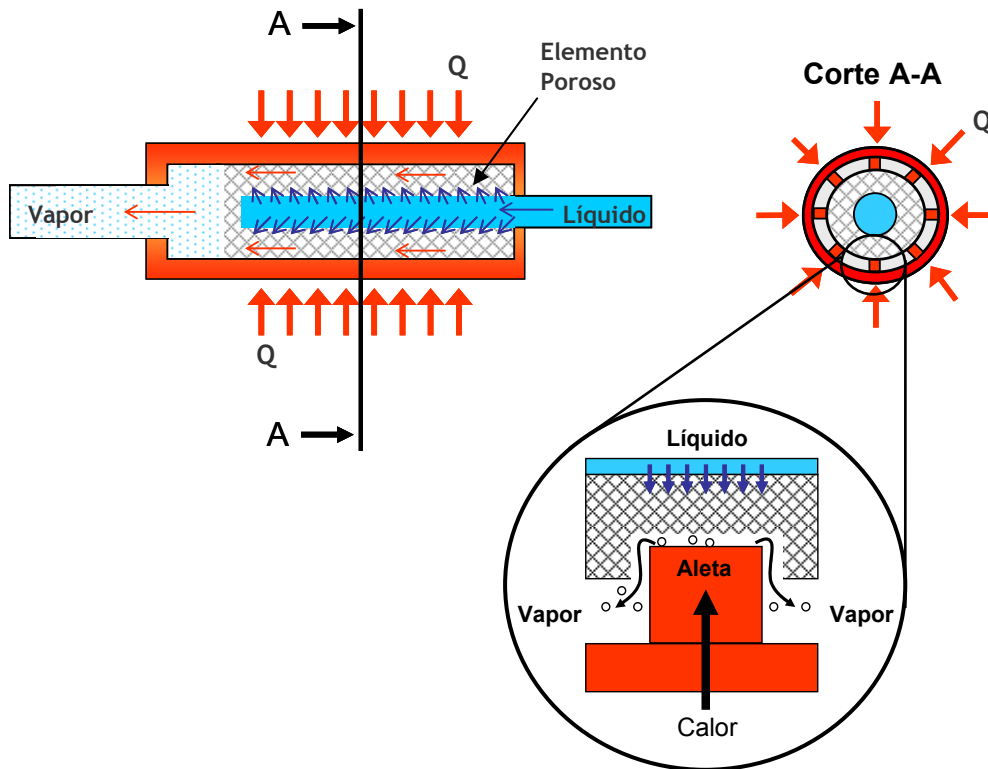


Figura 2.7 - Detalhe do evaporador de uma CPL

Existem modelos de CPL, LHP e de HP que utilizam pequenas ranhuras longitudinais no lugar da matriz porosa. O diminuto espaçamento entre as ranhuras formam pequenos canais capilares responsáveis pela pressão capilar necessária ao bombeamento do fluido. Atualmente, o modelo com matriz porosa apresenta uma maior capacidade de bombeamento se comparada com a versão simplesmente ranhurada devido ao tamanho dos poros possíveis de serem obtidos. Devido a limitada capacidade de produção mecânica das ranhuras, o mínimo diâmetro até então testado foi de $30\mu\text{m}$ enquanto os poros das matrizes porosas sinterizadas podem atingir $0,5\mu\text{m}$ de diâmetro. Contudo, o modelo ranhurado mostra grande potencial já que permite maior contato do menisco com a parede aquecida, o que vêm a intensificar o processo de troca de calor (BRESCIANI et al., 2004). Os modelos ranhurados exigem cuidado especial quanto à geometria dos canais, as quais foram estudadas por SCHLITT (1995).

O reservatório ou câmara de compensação (i) age como um acumulador do excesso de líquido durante os diferentes regimes de operação do sistema, (ii) determina a temperatura de operação do ciclo e (iii) serve para restabelecer o bombeamento quando ocorre falha no evaporador devido ao secamento do meio poroso (processo conhecido como *repriming*). Exclusivamente no caso da CPL, o reservatório é também utilizado (iv) no momento da inicialização (*start up*).

A principal dificuldade na operação de uma CPL é a sua inicialização. Após inicializar corretamente e entrar em regime permanente, o circuito CPL opera com alta confiabilidade e, na maioria das vezes, de forma previsível. Porém, antes de atingir estabilidade operacional, ocorrem uma série de transientes, fazendo com que as condições termofísicas do fluido mudem drasticamente. Ainda, o reposicionamento das fronteiras líquido/vapor existentes nos processos combinados de evaporação, condensação e escoamento bifásico nas diversas partes do circuito ajudam a desestabilizar este período (LaCLAIRE e MUDAWAR, 2000).

A operação do circuito CPL pode ser melhor explicada através da Figura 2.8. Na ausência de carga térmica, o circuito encontra-se em equilíbrio térmico e o líquido situa-se no nível A-A regido simplesmente pelo princípio dos vasos comunicantes (situação A). Nota-se que o evaporador encontra-se totalmente desprovido de líquido enquanto o condensador e o reservatório completamente cheios de líquido. Antes de aplicar carga térmica no evaporador, o circuito CPL deve ser condicionado (*priming*), fazendo com que o líquido alcance o evaporador, inundando a matriz porosa (Situação B). Para isto, o reservatório é aquecido de forma a gerar vapor no seu interior, aumentando a pressão e expulsando parte do líquido pelo canal de comunicação. Este líquido irá inundar o circuito principal, assegurando que não haverá vapor na linha de líquido e nem na alimentação do evaporador. Deve-se evitar, entretanto, a presença de líquido no canal de vapor e na zona de vaporização (fronteira aleta matriz porosa) pois a ausência de uma superfície livre para evaporação, exigiria um maior superaquecimento do líquido para iniciar o processo de ebulição. Isto pode gerar um pico de pressão no instante que o processo se inicia, fazendo com que vapor penetre na matriz porosa, comprometendo assim a inicialização do sistema. Além disso, num segundo momento, a pressão requerida para deslocar o líquido do canal de vapor pode exceder a capacidade capilar do elemento poroso (MURAOKA, 1995), impedindo a operação eficiente do ciclo.

O LHP não necessita passar por este processo de condicionamento na inicialização pois seu reservatório está diretamente acoplado ao evaporador o que garante que a matriz porosa será mantida parcialmente inundada durante o período ocioso. Comparativamente com a situação A da CPL, a Figura 2.9 ilustra o sistema LHP em instante anterior à inicialização.

O controle da temperatura do reservatório para o processo de condicionamento prior inicialização da CPL pode ser feito através da adoção de resistências elétricas controladas por um PID, por exemplo.

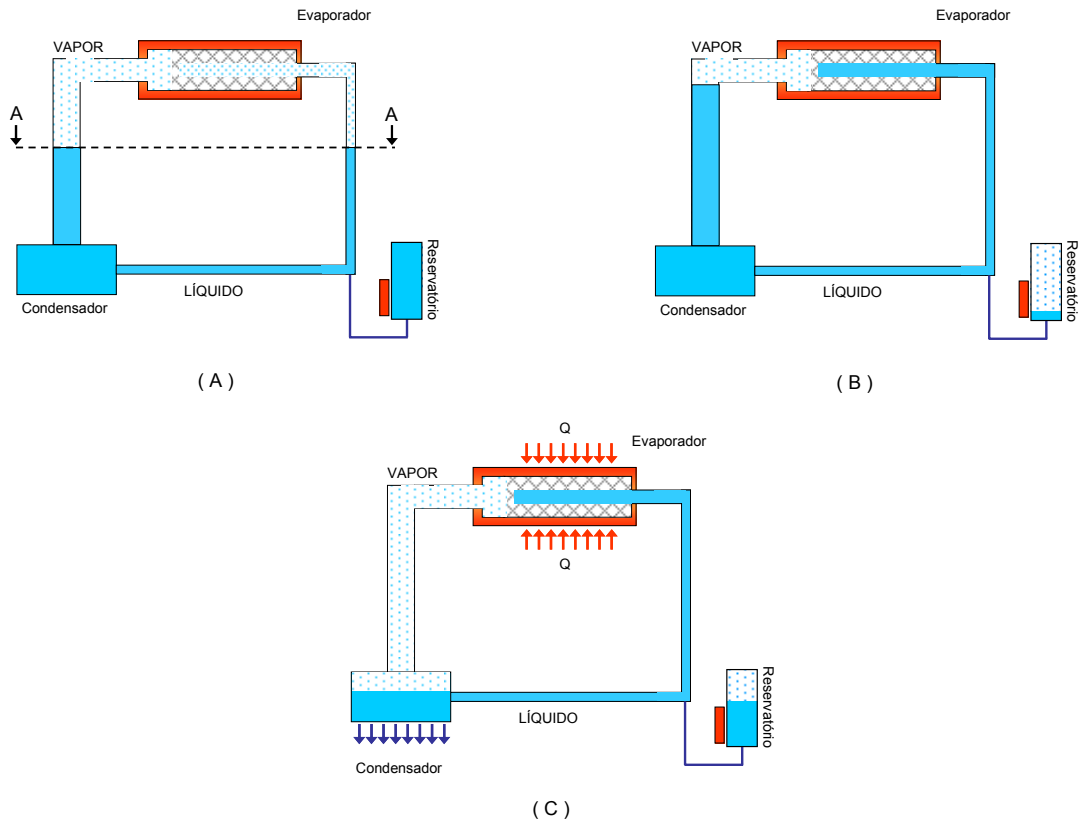


Figura 2.8 - Condições de partida e operação do circuito CPL

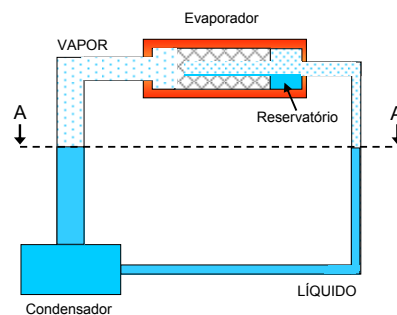


Figura 2.9 - Condição anterior à inicialização para o LHP

Quando o líquido alcança a matriz porosa, esta o distribui ao longo da superfície do evaporador, o qual pode então passar a receber calor da fonte quente. A energia é transferida através da parede do evaporador ao fluido de trabalho que passa a experimentar um aumento de temperatura até a saturação. Na prática, um certo grau de superaquecimento é necessário antes que o processo de vaporização inicie. O tempo necessário para iniciar a vaporização dependerá da carga térmica aplicada, do estado inicial do fluido no evaporador e das características do evaporador como o número de sites de nucleação disponíveis (MAYDANIK et al., 1994; WRENN, 2004).

É importante salientar que a vaporização deve ocorrer somente na interface do elemento poroso com a superfície aquecida. Sendo assim, o elemento poroso, além de gerar a pressão capilar

necessária ao escoamento do fluido, também minimiza a transferência de calor para o líquido no interior do canal de alimentação, evitando sua ebulição (*thermal lock*).

Uma vez iniciada a vaporização, a pressão logo na saída do evaporador eleva-se, sendo que a matriz porosa passa a desempenhar também a função de barreira hidráulica (*hydraulic lock*), não permitindo que o vapor retorne para o lado de líquido que se encontra agora numa pressão inferior.

A diferença de pressão gerada, desloca o líquido presente na linha de vapor e no condensador para o reservatório até que uma condição de equilíbrio seja estabelecida (situação C).

Em regime permanente, três interfaces líquido/vapor existirão simultaneamente na CPL: (i) no menisco da zona de vaporização da matriz porosa, (ii) no condensador e (iii) no reservatório. As duas últimas variam de acordo com a carga térmica aplicada no evaporador e com as condições disponíveis para condensação. Como se trata de um circuito fechado, para que a pressão de saturação do sistema e, conseqüentemente, a sua temperatura de operação se mantenham constantes, a taxa de geração de vapor no evaporador deve ser igual à taxa com que este vapor é condensado no condensador. Um aumento da taxa de transferência de calor no evaporador origina um maior volume de vapor impondo um aumento momentâneo da pressão do circuito. Esta diferença de pressão avança a frente de vapor no condensador, expulsando o líquido deste para o reservatório e expondo uma maior área de troca para condensação, permitindo que o volume extra de vapor possa ser então condensado, mantendo assim a pressão e a temperatura de saturação constantes.

A condição de operação descrita anteriormente é conhecida como Regime de Condutância Variável, uma vez que o circuito se ajusta para absorver o aumento da taxa de dissipação de calor sem variar sua temperatura de saturação. Existe, entretanto, um limite acima do qual o sistema passa a operar no chamado Regime de Condutância Fixa, quando então o aumento da taxa de transferência de calor no evaporador só pode ser absorvido mediante o aumento da temperatura de operação do circuito (Figura 2.10). Tal condição ocorre em fluxos de calor mais elevados quando o condensador fica então completamente preenchido com vapor. Neste caso, não existe mais área de troca de calor a ser ganha no condensador, sendo que agora é a diferença de temperatura entre o fluido e o ambiente que deve aumentar para dissipar o calor excedente. Como a temperatura ambiente é mantida fixa, é a temperatura do fluido que deve aumentar, elevando assim a temperatura de operação do sistema. A faixa de operação em Regime de Condutância Variável

dependerá das dimensões do condensador e do reservatório e da carga de fluido (ver Capítulo 2.3.4).

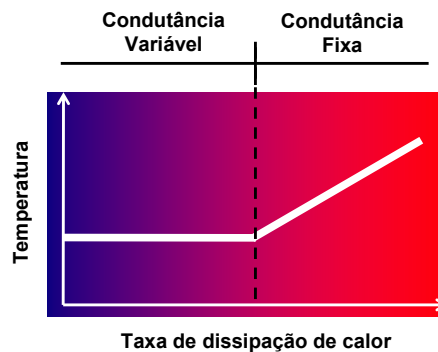


Figura 2.10 - Regimes de condutância

A possibilidade de trabalhar em regime de Condutância Variável constitui um diferencial importante em relação ao Heat Pipe uma vez que este opera tão somente em regime de Condutância Fixa por não possuir um reservatório para alocar o líquido deslocado do condensador.

2.2.5.2 Pressão, Temperatura e Controle de operação

Em princípio, a utilização de processos bifásicos permitiria aos circuitos CPL e LHP transferir calor isotermicamente, isto é, com o condensador e o evaporador mantidos na mesma temperatura de operação T_{sat} . Contudo, tais sistemas exigem um certo subresfriamento do líquido no condensador, o que gera uma diferença de temperatura entre os extremos do circuito que, dependendo do fluido utilizado, pode chegar à vários graus Celsius.

Para entender esta demanda por subresfriamento do líquido, deve-se observar o diagrama Pressão versus Temperatura da Figura 2.11 que descreve o comportamento termodinâmico do sistema CPL esquematizado na Figura 2.12. O ponto 1 corresponde à condição do vapor na fronteira do menisco líquido/vapor formado no elemento poroso na zona de vaporização do fluido. A medida que o vapor se desloca no evaporador, ele experimenta uma queda de pressão e um aumento de temperatura devido ao contato com a parede aquecida (segmento 1-2). O deslocamento do vapor na linha de vapor (segmento 2-3) impõe uma perda de carga adicional, sem efeito sobre a temperatura, devido a aplicação de isolamento térmico na tubulação. Ao atingir o condensador, ponto 3, o vapor é levado à condição de saturação (ponto 4). O segmento 4-5 representa o subresfriamento do líquido no condensador. A perda de carga no condensador é representado pelo segmento 3-5. No retorno do líquido ao evaporador (segmento 5-6), ocorre uma queda de pressão

provocada tanto pela perda de carga no escoamento como pela coluna de líquido formada na linha de líquido. Apesar de presença de isolamento térmico na linha, pode-se visualizar em alguns casos um breve aquecimento do fluido em função da condução do calor proveniente do evaporador através do líquido, deslocando o ponto 6 para a direita. Líquido na condição 6 entra no evaporador, onde ganha calor da matriz porosa. Durante a passagem do líquido pela matriz porosa, este é simultaneamente aquecido e tem a pressão reduzida até atingir a saturação, ponto 7, seguindo até a condição 8, que identifica um ponto de superaquecimento (ENTREMONT e OCHTERBECH, 2007). Este ponto, juntamente com o vapor na condição 1, forma a fronteira do menisco líquido/vapor onde se encontram os pontos de menor e maior pressão no circuito.

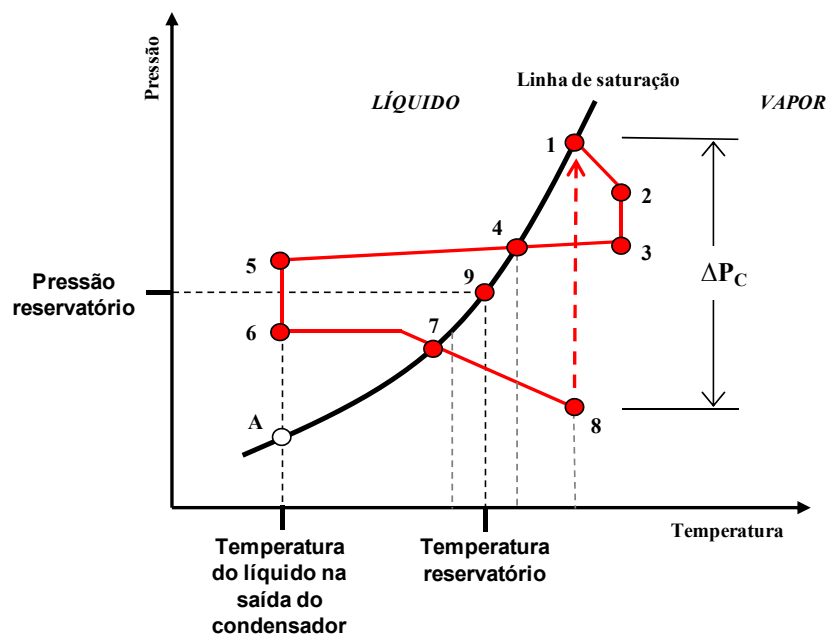


Figura 2.11 - Diagrama Pressão vs. Temperatura do ciclo de operação de uma CPL

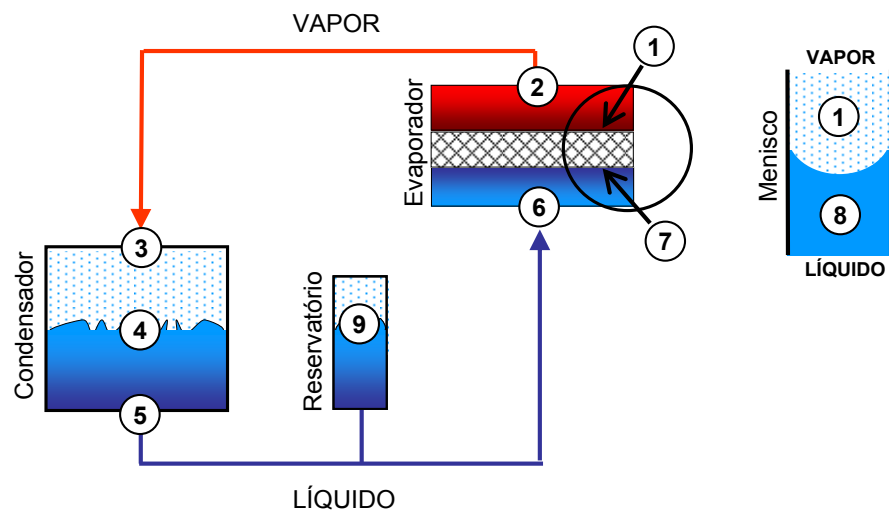


Figura 2.12 - Esquema simplificado do circuito CPL

A pressão de saturação no evaporador não é portanto exatamente igual à do condensador ou à do reservatório. No reservatório, líquido e vapor coexistem numa condição 9, intermediária entre as condições de saída (vapor, alta pressão) e de entrada (líquido, baixa pressão) no evaporador.

Caso o líquido, ao se deslocar do condensador para o evaporador (segmento 5-6), experimente uma queda de pressão que o leve à condição A na Figura 2.11, este irá vaporizar. O mesmo ocorre caso a linha de líquido não seja eficientemente isolada. Esta vaporização na seção de alimentação do elemento poroso é extremamente prejudicial aos circuito CPL/LHP, levando à ineficiência ou até mesmo a total interrupção do bombeamento de calor.

O subresfriamento do líquido (segmento 4-5, na Figura 2.11) procura, portanto, evitar a formação de vapor na alimentação da matriz porosa. Propriedades do fluido de trabalho, geometria da tubulação e da matriz porosa são alguns dos fatores que afetam o subresfriamento mínimo exigido para a operação de um circuito CPL. Uma análise mais precisa é feita no capítulo 2.3.3.

A Figura 2.11 mostra também que para bombear o fluido ao longo do circuito, a matriz porosa deve ser dimensionada de forma a gerar uma pressão capilar ΔP_C .

O subresfriamento pode ser obtido de diferentes maneiras, dependendo do modo de operação do circuito CPL. Num primeiro modo de operação, com auto-regulagem, as temperaturas do circuito são alcançadas pelo equilíbrio natural das pressões internas. Este equilíbrio dependerá da taxa de transferência de calor no evaporador e no condensador. Nestas condições, deve-se prever um subresfriador na saída do condensador. Uma alternativa é reservar parte da capacidade de refrigeração da máquina térmica para esta tarefa.

Num segundo modo de operação, com regulagem ativa, o mesmo controle eletrônico existente no reservatório para inicializar o sistema CPL é também usado para controlar a temperatura de condensação. Neste caso o circuito não opera mais com auto ajuste de temperatura, passando a ter a sua temperatura de operação estabelecida pelo reservatório. O subresfriamento é obtido a partir da atuação na temperatura do reservatório (ponto 9 na Figura 2.11) que, através do intercâmbio de líquido com o condensador, altera a área disponível para a condensação do vapor de forma a estabelecer uma pressão no circuito que resulte na temperatura de condensação desejada (ponto 4 na Figura 2.11).

Para exemplificar o princípio de regulagem ativa, considera-se o diagrama da Figura 2.13 que representa um circuito CPL operando em um ambiente cuja temperatura permite ao condensador baixar a temperatura do líquido até a temperatura $T_{liq,1}$. A temperatura pré-definida

no controle $T_{\text{reserv.1}}$, correspondente a pressão $P_{\text{reserv.1}}$ do reservatório, estabelece a pressão de condensação em $P_{\text{cond.1}}$. Desta forma, o vapor proveniente do evaporador condensará na condição 4, sendo posteriormente subresfriado à condição 5, quando então deixa o condensador com uma temperatura $T_{\text{liq.1}}$. Cabe ressaltar que o subresfriamento $\Delta T_{\text{sub.1}}$ garante que o fluido atinja o evaporador (ponto 6) sem que haja a vaporização na linha de alimentação já que não é atingida a condição de saturação local (ponto A).

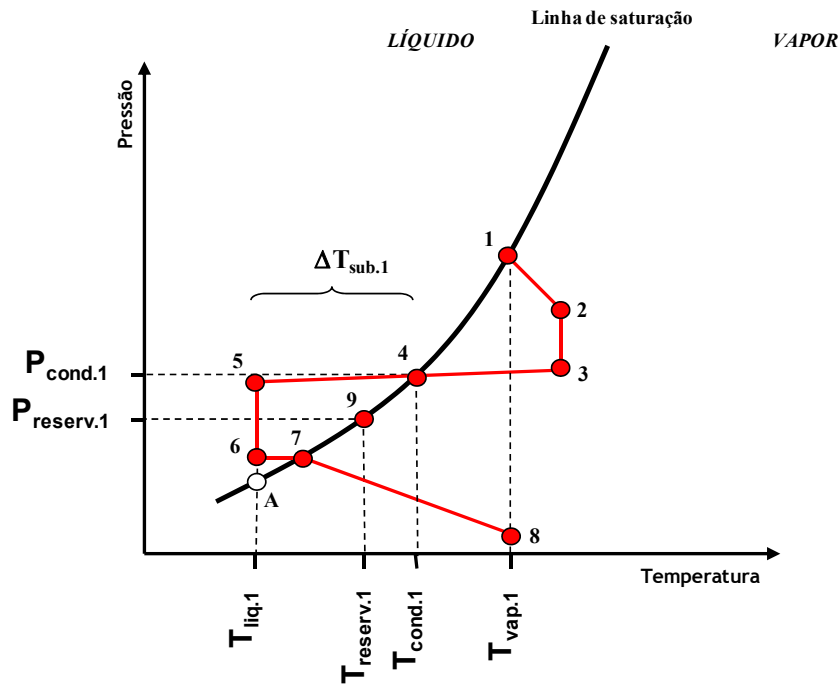


Figura 2.13 - Diagrama do circuito CPL sob uma primeira condição de operação

Para efeito de comparação, a Figura 2.14 mostra o mesmo circuito com os mesmos valores de perda de carga mas com a temperatura do reservatório mais elevada $T_{\text{reserv.2}} > T_{\text{reserv.1}}$. Os demais pontos do sistema deslocam-se ao longo da linha de saturação buscando novo equilíbrio termodinâmico. Pode-se perceber que uma nova condição de condensação $T_{\text{cond.2}} > T_{\text{cond.1}}$ e $P_{\text{cond.2}} > P_{\text{cond.1}}$ é atingida e todas as temperaturas do circuito sofrem elevação em virtude da maior pressão imposta, à exceção da temperatura de saída do condensador (condição 5) que permanece a mesma ($T_{\text{liq.2}} = T_{\text{liq.1}}$), já que considera-se que a temperatura ambiente não muda e que o condensador tem capacidade suficiente para absorver o aumento da temperatura do vapor admitido.

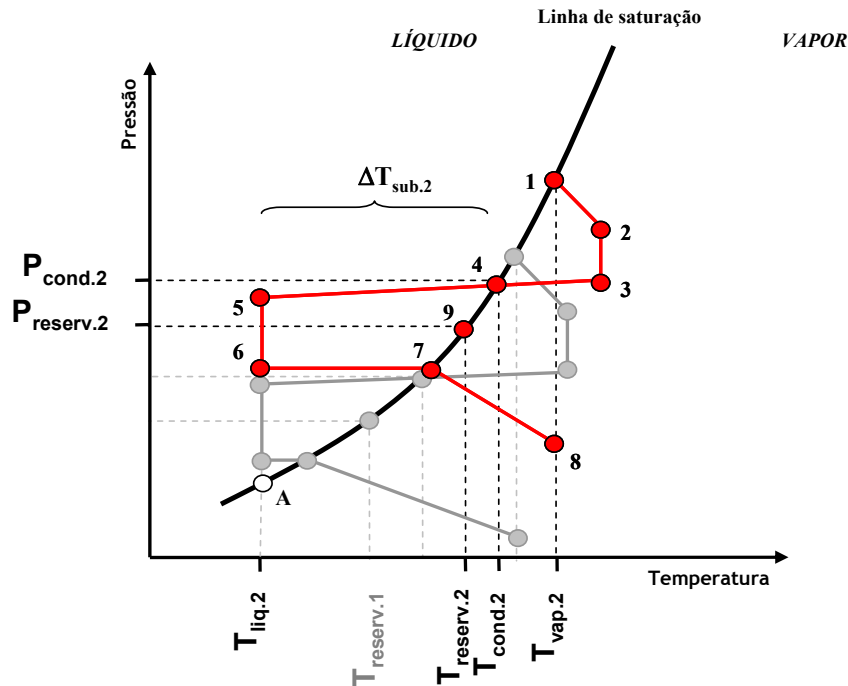


Figura 2.14 - Comparação entre as condições de operação

Ao atuar na temperatura do reservatório para elevar a temperatura de condensação, permite-se que o líquido atinja um maior subresfriamento ($\Delta T_{\text{sub},2} > \Delta T_{\text{sub},1}$), afastando a condição de entrada do evaporador (ponto 6) da saturação (ponto A). Na prática, isto significa que nesta nova condição de operação, o circuito suportaria uma maior perda de carga na linha de líquido (segmento 5-6), permitindo, por exemplo, uma maior taxa de transferência de calor, um maior comprimento da linha ou um maior desnível do evaporador em relação ao condensador.

A Figura 2.15 mostra que o subresfriamento aumenta a diferença de temperatura ΔT_{amb} entre o ambiente T_{amb} e a superfície aquecida da máquina de refrigeração T_H . Deve-se, portanto, minimizar a perda de carga para evitar uma demanda excessiva de subresfriamento, o que reduziria a performance do sistema.

Além de gerar o subresfriamento exigido ao funcionamento da CPL, o modo de regulação ativa permite também um controle relativamente preciso da temperatura da superfície aquecida (comparar a temperatura T_1 da Figura 2.13 com a da Figura 2.14).

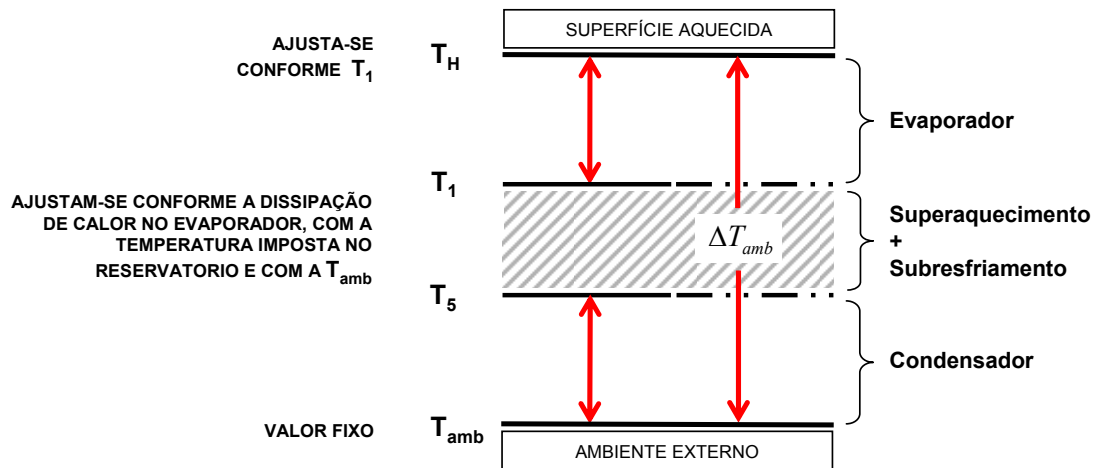


Figura 2.15 - Níveis de temperatura

2.2.5.3 Diferenças entre CPL e LHP

A distinção básica entre CPL e LHP reside no acoplamento termo-hidráulico do reservatório e câmara de compensação ao circuito.

Na CPL, o fluido circulante não passa através do reservatório, o qual está acoplado à linha de líquido do circuito por uma conexão de pequeno diâmetro. A vazão é teoricamente nula quando o sistema está operando em regime permanente. O líquido subresfriado proveniente do condensador constitui um meio frio para propósito de controle de temperatura e as resistências elétricas acopladas e controladas por PID correspondem ao meio quente. O reservatório pode ser alocado convenientemente em qualquer posição, desde que no mesmo nível ou abaixo do condensador para que o líquido possa ser à ele drenado de forma a permitir posteriores inicializações. Tal demanda é válida para operação na presença de gravidade.

No LHP, por outro lado, a câmara de compensação (equivalente ao reservatório da CPL) está diretamente acoplada ao evaporador, devendo possuir boas características de escoamento para ligá-lo eficientemente à linha de líquido. É comum prover a câmara de compensação com um segundo elemento poroso para melhorar esta característica além de evitar o deslocamento do vapor para a linha de alimentação. Como o líquido flui diretamente para o interior da câmara de compensação, a conexão térmica entre esta e a linha de líquido é grande. Somado à isto, por estar próxima a superfície aquecida, a câmara de compensação também é mais susceptível ao calor dissipado nesta. Desta forma, a temperatura da câmara de compensação determinará a temperatura de operação do

circuito a partir de equilíbrio de três fatores: (1) condução de calor proveniente do evaporador; (2) troca de calor com o meio e (3) temperatura do fluido proveniente do condensador. O uso de um sistema ativo para controlar a temperatura da câmara de compensação (resistências elétricas) irá sobrepujar este equilíbrio natural impondo uma condição artificial de operação do ciclo, como já descrito anteriormente para a CPL.

Esta diferença aparentemente simples tem um impacto considerável sobre o projeto e operação de tais sistema. O condicionamento para a inicialização do sistema necessário à CPL e dispensável ao LHP é uma destas diferenças. A integração do circuito LHP no sistema de refrigeração também constitui um problema já que a Câmara de Compensação é relativamente grande e sensível a ganhos de calor. Isto dificulta o acoplamento do conjunto evaporador/câmara de compensação próximo à fonte de calor onde o espaço é geralmente escasso e a temperatura relativamente alta. Por outro lado, o reservatório da CPL é conectado à linha de líquido por um duto de pequeno diâmetro e que pode ser arbitrariamente longo. Desta forma, o evaporador da CPL pode ser facilmente acoplado à fonte de calor e o reservatório alocado numa posição com condições mais favoráveis de recebê-lo.

O grau de subresfriamento exigido pelos dois sistemas é também diferente. O LHP requer um subresfriamento extra para compensar a condução de calor da superfície aquecida para a câmara de compensação. Tanto CPL como LHP requerem subresfriamento para compensar a condução do calor para a parte líquida do loop (*heat leak*), incluindo a condução através do elemento poroso, garantindo que bolhas de vapor que possam surgir nesta região colapsem ou que, pelo menos, não irão crescer sem restrição.

Ambos os sistemas são sensíveis à presença de vapor no lado do líquido do elemento poroso. Desta forma, para operarem robustamente, um maior subresfriamento é projetado comparativamente ao que teoricamente é necessário. Para ilustrar esta característica, considere uma dissipação de calor na linha de líquido de ambos os sistemas para forçar a formação de vapor neste local. No caso da CPL, as bolhas de vapor geradas na linha irão se acumular na superfície de alimentação do elemento poroso, que ficará sem suprimento de líquido, levando à falha no bombeamento. O LHP é provido de canais específicos responsáveis pela condução do vapor que possa ser gerado na entrada do elemento poroso para o interior da câmara de compensação. Assim, não ocorre obstrução da alimentação de líquido para a matriz porosa. No caso da ocorrência de vaporização na linha de líquido, a pressão aumenta, aumentando por conseguinte a temperatura de

saturação. Portanto, em termos de robustez, o LHP leva vantagem. Se a CPL não tiver o subresfriamento adequado ela falha enquanto que o LHP apresentará apenas uma redução de performance devido ao aumento da temperatura de saturação.

2.2.5.4 *Análise de alguns trabalhos da literatura*

Diversos trabalhos disponíveis na literatura exploram o comportamento dos componentes de sistemas CPL e LHP em diferentes condições de operação. Alguns estudos se voltaram ao mecanismo de evaporação na presença de uma matriz porosa, outros exploraram o impacto da variação das características geométricas do elemento poroso além daqueles que se concentraram na máxima taxa de transferência de calor possível de ser obtida. Alguns trabalhos avaliaram ainda as características operacionais do sistema dentro de condição específicas, sejam elas temperatura de condensação, fluxo de calor, diferença de altura entre trocadores ou tipo de fluido de trabalho.

O primeiro grande projeto de CPL foi desenvolvido por Ku et al. (MURAOKA, 1998) quando se testou um sistema capaz de transportar 7kW a uma distância de 10m, utilizando amônia como fluido de trabalho. O evaporador era cilíndrico com matriz porosa de polietileno. A temperatura do reservatório era controlada ativamente. Em função dos bons resultados obtidos em laboratório, o experimento foi testado em condição de micro-gravidade a bordo de um ônibus espacial. Tais experimentos mostraram que a CPL poderia operar no espaço sem diferenças significativas de performance em relação a condição de 1g.

O controle da temperatura de operação do circuito foi estudado por WOLF e BIENERT (1994) quando compararam o comportamento de um sistema LHP trabalhando com regulação passiva (auto-regulação) e com um controle de temperatura ativo aplicado no reservatório (resistências elétricas). Nos dois modos de operação o sistema passou pelos regimes de condutância variável e fixa. O sistema era composto por um elemento poroso de níquel e utilizava amônia como fluido de trabalho.

A Figura 2.16 mostra o comportamento típico de um LHP com auto-regulação da temperatura de saturação. A temperatura ambiente era 295K e a da fonte fria disponível para condensação, 288K. Pode-se perceber que até os 100W de dissipação de calor o sistema trabalha com temperatura de saturação aproximadamente constante e, portanto, no regime de Condutância Variável. Nesta condição, o equilíbrio da temperatura da câmara de compensação é dominado pela troca de calor com o meio ambiente, impondo uma temperatura próxima de 295K. Nota-se que na

faixa 50W até 100W ocorre uma pequena queda na temperatura. Isso ocorre porque o aumento da dissipação de calor impõe um aumento na vazão mássica do fluido de trabalho o qual, estando subresfriado (próximo à 288K, temperatura da fonte fria), passa a influenciar de forma mais ativa o balanço de energia na câmara, aumentando a eficiência de operação do conjunto. Aumentos subseqüentes na taxa de dissipação de calor fazem com que o circuito passe a operar no regime de Condutância Fixa, caracterizado pelo aumento linear da temperatura de operação.

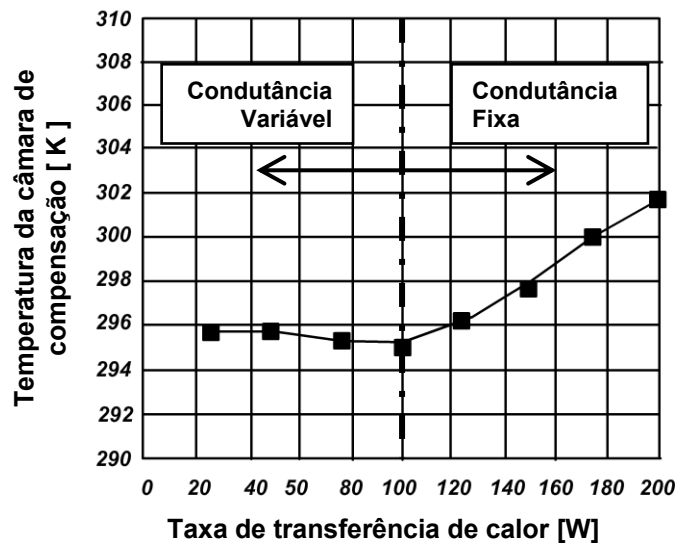


Figura 2.16 - Condição típica de operação de um LHP (WOLF E BIENERT, 1994)

Observou-se também, a partir da pesagem do subsistema evaporador/câmara de compensação, que a medida que a taxa de transferência de calor é aumentada, aumenta também o peso desse conjunto, indicando uma transferência de líquido do condensador (que necessita ganhar área de troca para condensação extra) para o reservatório. Esta característica se mantém até 100W. Acima desse valor, foram observadas fortes oscilações no peso do conjunto, indicando a passagem intermitente de vapor para a câmara de compensação uma vez que o condensador se torna super-utilizado. Tal fato comprova a capacidade do sistema LHP em lidar com a presença de vapor na linha de alimentação de líquido, já que o sistema não cessou o funcionamento.

Fica evidente que, no caso da auto-regulagem, a temperatura de operação fica susceptível às variações das condições do meio, já que a temperatura deste influi no balanço térmico na câmara de compensação. A aplicação de controle ativo no reservatório mantém o sistema operando na temperatura de ajuste, tornando a temperatura de saturação independente das condições do meio externo. A Figura 2.17 compara a operação do sistema em duas condições de *setpoint* (controle ativo) e na condição de auto-regulagem. Nesta última condição, o sistema operou em

regime de condutância fixa em todas as taxas de transferência de calor. O uso do controle ativo, permitiu manter o sistema operando em regime de condutância variável, com a temperatura de operação sendo mantida constante, até as potências de 40W e 60W, dependendo do *setpoint*.

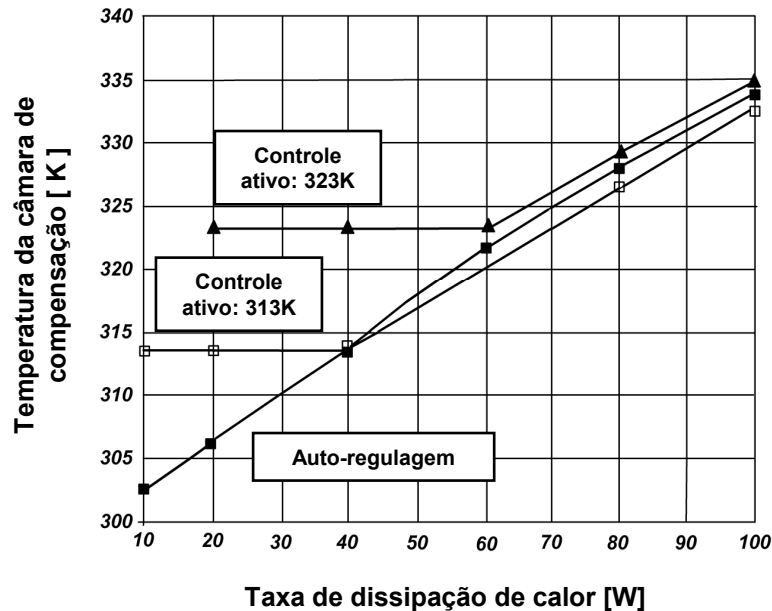


Figura 2.17 - Controle de temperatura ativo na câmara de compensação (WOLF E BIENERT, 1994)

MAIDANIK et al (1994) também estudaram métodos de regulação da temperatura de operação de um LHP, utilizando R-152a como fluido de trabalho e um elemento poroso de níquel. Ratificando as conclusões de WOLF e BIENERT (1994), MAIDANIK et al (1994) mostraram que o controle ativo permite o controle da temperatura de operação do LHP numa ampla faixa de variação das condições externas. KU (1999) realizou estudo semelhante e chegou à mesma conclusão: a atuação na temperatura do reservatório propicia um controle efetivo do regime de operação do ciclo.

CHEUNG et al (1998) estudaram as características operacionais de um LHP com elemento poroso sinterizado de níquel. Eles sugeriram que a presença de vapor no aletamento da parede quente do evaporador teria um efeito benéfico, exigindo um menor superaquecimento para a inicialização do sistema. Isto porque a interface líquido-vapor formada facilitaria o processo de nucleação do vapor. Eles mostraram também que variações severas na taxa de transferência de calor provocam histerese na temperatura de operação, o que pode ser um problema em aplicações que exijam um controle preciso de temperatura numa ampla faixa de operação. Aumentos intensos na taxa de transferência de calor levariam à geração de vapor no interior da matriz porosa

dificultando o escoamento do líquido e aumentando, conseqüentemente, a temperatura de operação.

Assim como CHEUNG et al (1998), KU (1999) e KAYA e KU (2000) também mostraram que o modo de inicialização de um LHP afeta a temperatura de operação do sistema. Caso o aletamento do evaporador do LHP esteja completamente preenchido com líquido, será necessário um maior superaquecimento para desencadear o processo de vaporização. O oposto ocorre quando existe uma parcela de vapor nesta região. A Figura 2.18 mostra os resultados obtidos com um LHP nas mesmas condições e diferindo apenas no superaquecimento necessário para a inicialização do sistema. Observa-se que o teste que exigiu maior superaquecimento para inicialização opera com temperaturas mais altas e que acima de 300W tal diferença desaparece. O maior superaquecimento faz com que o vapor penetre na matriz porosa, modificando o escoamento bifásico e fazendo com que mais calor seja conduzido à câmara de compensação, o que eleva a temperatura de operação do circuito. Em taxas de transferência de calor mais elevadas a diferença desaparece pois existe um maior fluxo de líquido subresfriado proveniente do condensador, o que condensaria as bolhas de vapor presentes na alimentação do evaporador, evitando assim a elevação da temperatura de operação.

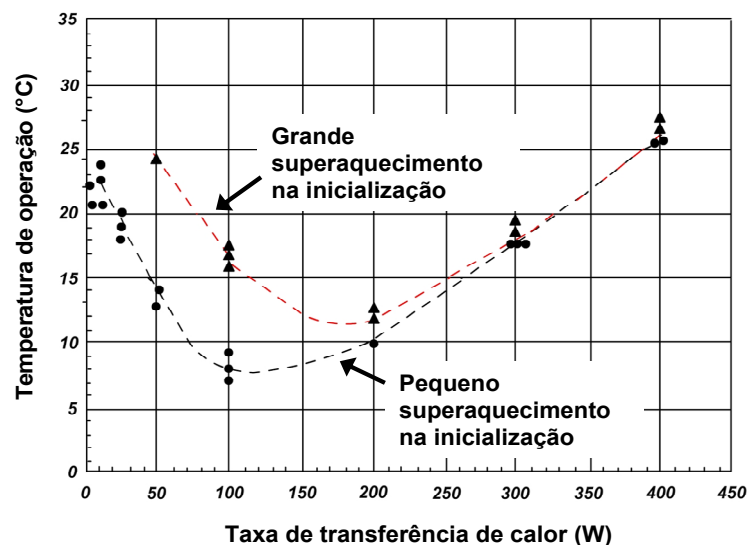


Figura 2.18 - Efeito do superaquecimento na Temperatura de operação (KU,1999)

KAYA e KU (2000) observaram uma modificação nos padrões de temperatura de operação do sistema quando os testes eram realizados após um teste anterior ter falhado por excesso de temperatura no evaporador (Figura 2.19). Aparentemente, o vapor gerado na falha do teste anterior

ficou impregnado na matriz porosa, dificultando o processo de bombeamento capilar e elevando a temperatura de operação do sistema.

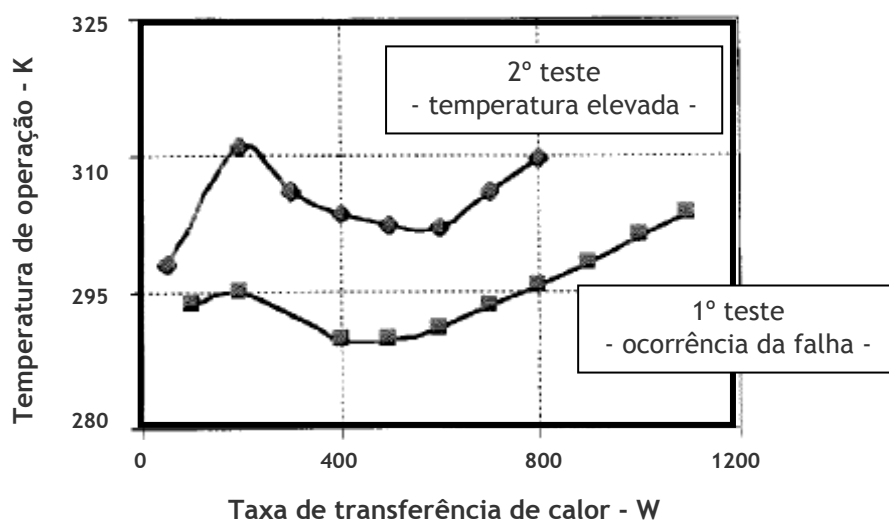


Figura 2.19 - Diferença na temperatura de operação do sistema em virtude de falha no anterior no bombeamento (KAYA e KU, 2000)

CPL e LHP clássicos utilizam evaporadores e elementos porosos cilíndricos. Todos os trabalhos citados anteriormente utilizam esta configuração. Entretanto, existem diversas aplicações que exigem uma configuração plana para o evaporador como forma de permitir o seu acoplamento à fonte quente.

DELIL e BATURKIN (2002), estudaram elementos porosos planos, sinterizados a partir de pó e de fibras de diferentes materiais. Eles mostraram que a taxa de transferência de calor foi aumentada em 2 vezes mediante a utilização de sinterização com fibra. Da mesma forma, estruturas híbridas, utilizando pó e fibra sinterizados numa mesma peça, também intensificaram o processo de transferência. Esta melhoria deve-se à geometria dos poros, sendo que os formados pela sinterização de fibras impõem uma menor dificuldade ao escoamento, o que maximiza o processo de transferência de calor.

CERZA et al (2002) desenvolveram um trabalho próximo das reais necessidades de um sistema de refrigeração. Neste trabalho explorou-se o efeito da variação da temperatura de condensação numa CPL aplicada no arrefecimento de dispositivos eletrônicos de navios. O elemento poroso plano foi feito com polietileno e água foi utilizada como fluido de trabalho. A taxa de transferência de calor foi variada de 200W a 800W ($0,45$ à $1,8\text{W}/\text{cm}^2$) e a temperatura de condensação entre 1°C e 32°C . A superfície plana de aquecimento era aletada e o líquido era suprido a partir de canais de alimentação (Figura 2.20).

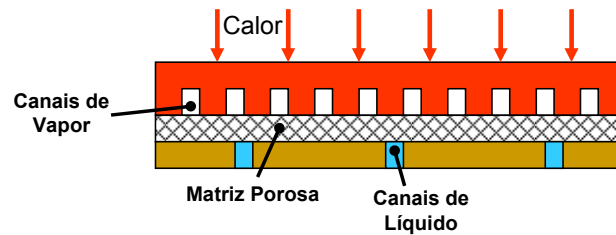


Figura 2.20 - Geometria do Evaporador da CPL (CERZA et al, 2002)

A Figura 2.21 mostra que para uma temperatura de condensação de 32°C e para um fluxo de calor de 1,6W/cm², a temperatura da superfície aquecida se estabeleceu em torno de 140°C, o que fornece um ΔT_{amb} superior a 100°C.

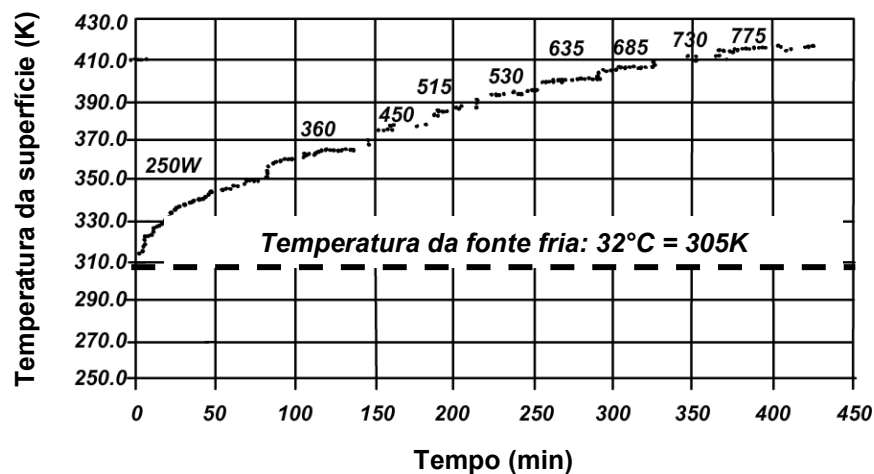


Figura 2.21 - Temperatura da superfície aquecida (CERZA et al, 2002)

MURAOKA (1998) estudou uma CPL com configuração híbrida, aproximando-se de uma configuração de Heat Pipe, onde havia uma matriz porosa também no condensador e não contava com reservatório. A idéia era empregar as características positivas de ambos os conceitos, ou seja, alta capacidade capilar da CPL com as facilidades do processo de inicialização e a ausência das oscilações de pressão do HP. A utilização de material poroso no condensador garante que o líquido fique confinado na região inferior do circuito e não disperso em regiões onde não seria capaz de molhar a matriz porosa do evaporador. Esta demanda é de extrema importância em aplicações espaciais (foco do seu trabalho) uma vez que a ausência da gravidade torna irrelevante o efeito da diferença de densidade entre líquido e vapor. Por sua vez, a eliminação do reservatório torna o sistema mais leve e simples além de garantir a eliminação das oscilações de pressão. Contudo, a ausência do reservatório restringe o controle preciso da temperatura de operação do sistema. Foram utilizados Etanol como fluido de trabalho e microesferas de bronze como matriz porosa. A

taxa de transferência de calor máxima foi de 150W, o que corresponde a um fluxo de calor de $2\text{W}/\text{cm}^2$.

Percebe-se que os trabalhos disponíveis na literatura abrangem diversas particularidades dos sistemas secundários de transferência de calor para diferentes aplicações. Contudo, alguns fatores ou condições de operação considerados não satisfazem plenamente as necessidades do setor da refrigeração, como indicado a seguir:

(a) A maioria dos trabalhos empregam amônia como fluido de trabalho, que é tóxica. Existem alguns casos de utilização de metanol, também tóxico e inflamável. Para uso em refrigeração o fluido de trabalho deve ser amigável ao meio ambiente, o que significa que não deve ter qualquer impacto sobre a camada de ozônio ou sobre o efeito estufa, além de ser seguro, o que significa não ser tóxico, inflamável ou explosivo. Na aplicação pretendida (lado quente de um sistema de refrigeração alternativo) a água surge como um potencial candidato;

(b) Na maioria dos trabalhos a temperatura do meio externo é extremamente baixa (aplicações aeroespaciais). Em aplicações terrestres tal temperatura deve ser na faixa de 30 a 40°C;

(c) As leis termodinâmicas que norteiam o setor da refrigeração impõem condições de operação bastante estreitas para que as máquinas de refrigeração operem com alta eficiência. Exige-se, por exemplo, que a diferença entre a temperatura da superfície aquecida e a temperatura do ambiente externo seja mínima. Nos trabalhos da literatura esta diferença de temperatura é alta, chegando à 100°C em alguns casos. Como referência, os sistemas de refrigeração atuais e de alto desempenho trabalham com uma diferença de temperatura de aproximadamente 10°C.

(d) A existência da aceleração da gravidade é outro fator que diferencia os trabalhos para aplicação terrestre em relação à aplicação aeroespacial;

(e) Vários trabalhos estudaram as características de operação do circuito CPL baseados num evaporador onde a matriz porosa está integrada à superfície aquecida. Esta configuração, entretanto, não reflete a necessidade das máquinas de refrigeração que exigem um evaporador independente e que seja facilmente desacoplável da superfície aquecida. Esta necessidade gera uma resistência térmica adicional, o que degrada ainda mais o coeficiente de performance;

(f) A crescente demanda por equipamentos de refrigeração de menor tamanho faz com que o fluxo de calor (W/cm^2) na extremidade quente da máquina seja geralmente superior aos valores usualmente reportados na literatura.

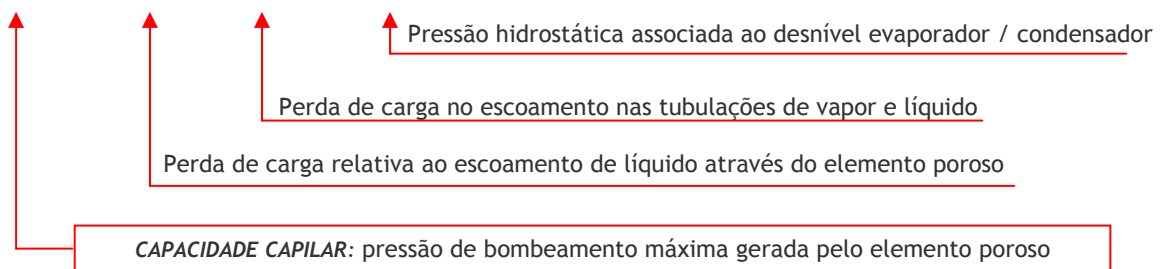
2.3 Parâmetros que afetam o desempenho de uma CPL

Para melhor compreensão deste item é interessante rever os princípios básicos de Ebulição e de Capilaridade, com o auxílio respectivamente dos Apêndices A e B.

O projeto de um sistema de transferência de calor baseado no conceito CPL deve considerar alguns aspectos básicos como forma de alcançar um regime de operação eficiente.

Como regra fundamental, a matriz porosa deve ser capaz de gerar a pressão ΔP_C necessária para vencer o somatório das perdas ao longo do circuito.

$$\Delta P_C \geq \Delta P_W + \Delta P_T + \Delta P_h \quad [\text{Pa}] \quad 2.1$$



Cada parcela pode ser estimada através de equações consolidadas na literatura:

- **Young-Laplace:** estima a capacidade capilar do sistema.

$$\Delta P_C = P_{vap} - P_{liq} = \frac{2\sigma \cos \theta}{r_p} \quad [\text{Pa}] \quad 2.2$$

σ - tensão superficial do fluido [N/m]

θ - ângulo de contato [°]

r_p - raio do poro do elemento poroso [m]

- **Equação de Darcy:** estimativa da perda de carga gerada pelo escoamento de líquido através da matriz porosa.

$$\Delta P_W = \frac{\mu \dot{m} e}{\rho A K} \quad [\text{Pa}] \quad 2.3$$

$$K = \frac{(r_p \epsilon)^2}{8} \quad [\text{m}_2] \quad 2.4$$

μ - viscosidade absoluta do fluido [Pa.s]
 m - fluxo de massa [kg/s]
 e - espessura do elemento poroso [m]
 ρ - densidade do fluido [kg/m³]
 A - área de face do elemento poroso [m²]
 K - permeabilidade do elemento poroso [m²]
 ε - porosidade do elemento poroso [%]

A permeabilidade K é um valor característico da matriz porosa, variando de acordo com a constituição do material. A correlação apresentada aqui como exemplo é sugerida por WRENN (2004) para estruturas porosas fabricadas em polietileno. Deve-se chamar a atenção que a correlação emprega a porosidade, sendo seu valor elevado ao quadrado e cuja implicação será discutida a diante.

- **Perda de carga em dutos:** estimativa das perdas relativas ao escoamento de líquido e de vapor nas suas respectivas linhas.

$$\Delta P_t = f \cdot \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad 2.5$$

f – fator de atrito de Darcy
 L – comprimento do duto [m]
 D – diâmetro do duto [m]
 ρ - densidade do fluido [kg/m³]
 V – velocidade média do escoamento [m/s]

- **Pressão hidrostática:** relativa à coluna de líquido gerada no desnível entre o evaporador e o condensador.

$$\Delta P_h = \rho g h \quad [\text{Pa}] \quad 2.6$$

ρ – densidade do fluido [kg/m³]
 h – diferença de altura entre condensador e evaporador [m]
 g – aceleração da gravidade [m/s²]

2.3.1 Matriz Porosa

A matriz porosa, ou elemento poroso, influencia a performance de uma CPL de três maneiras, principalmente. Primeiro, ela é a resistência térmica predominante entre o reservatório de alta temperatura (superfície aquecida) e o reservatório térmico de baixa temperatura (o ambiente externo). Segundo, a matriz porosa constitui o agente promotor do bombeamento do calor

através da pressão capilar que gera, sendo que por deficiência em sua capacidade, constituirá também o agente limitador da taxa de transferência de calor do sistema. Terceiro, apresenta uma perda de carga associada ao escoamento do fluido o que acaba por reduzir a pressão capilar disponível para o seu bombeamento (WILLIAMS e HARRIS, 2006).

O elemento poroso é caracterizado pelos seguintes fatores: (i) propriedades termofísicas do material, (ii) área de escoamento, (iii) espessura L , (iv) raio do poro r_p , (v) permeabilidade K e (vi) porosidade ε . Idealmente, a matriz porosa deve possuir poros de pequeno raio r_p , alta permeabilidade K , baixa condutividade térmica, altas temperaturas limites de deformação e fusão além de ser quimicamente compatível com o fluido de trabalho (WRENN, 2004).

A Permeabilidade K indica a resistência ao escoamento através da estrutura porosa e depende da dimensão e distribuição dos poros além da condição superficial dos grãos que formam esta matriz. A interação química entre sua matéria prima e o fluido de trabalho acabam interferindo indiretamente na permeabilidade, devido à possível formação de subprodutos.

A Porosidade ε representa a fração de vazio existente na matriz porosa, isto é, o volume ocupado pelos poros dividido pelo volume total da matriz porosa.

Cada poro é geralmente representado por um diâmetro capilar ' D ' ou pelo seu raio ' r '. Na prática, isto é uma idealização porque a geometria do poro não é regular, não sendo portanto possível definir uma dimensão real. O raio de poro ' r ' é então representado pelo raio de uma esfera ou cilindro (dependendo do método utilizado para a análise) com uma seção transversal correspondente a alguma seção transversal ao longo do poro. Como o tamanho dos poros varia ao longo da matriz utiliza-se um valor estatístico r_p para representar o seu raio de poro (KAVIANY, 1995).

A Figura 2.22 exemplifica a distribuição de tamanho de poro para uma matriz porosa genérica obtida pelo método de porosimetria por intrusão de mercúrio. Observa-se que existem raios de $15\mu\text{m}$ a $32\mu\text{m}$ e que aproximadamente 55% do total (frequência absoluta do número de poros com uma configuração esférica) possuem dimensão de $24\mu\text{m}$. Ainda, 90% dos poros possuem uma dimensão inferior à $25\mu\text{m}$ (distribuição cumulativa). Desta forma, esta matriz porosa provavelmente terá um limite capilar relativo à um raio de poro inferior a $r_p=25\mu\text{m}$ (referente à distribuição cumulativa de 90%), valor este que passa a representar o raio efetivo de poro desta matriz (REIMBRECHT, 2003). Esta dimensão também pode ser definida como diâmetro de percolação, diâmetro crítico ou diâmetro efetivo.

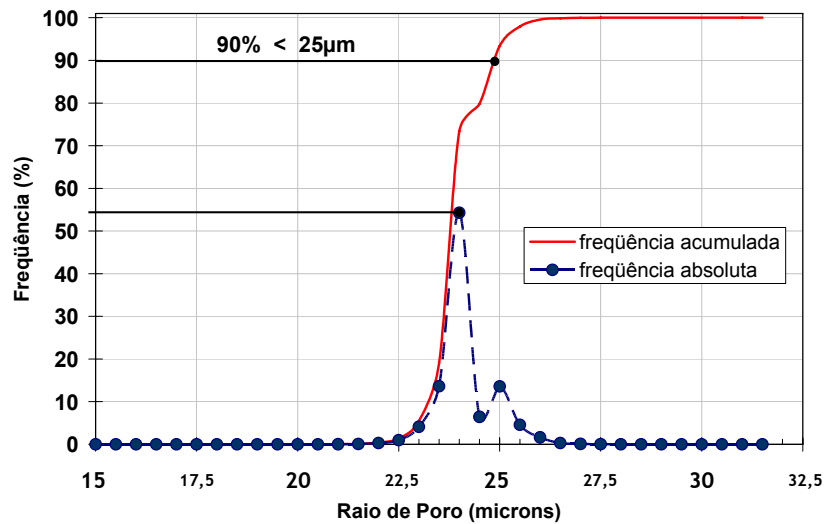


Figura 2.22 - Distribuição da frequência de tamanho de poro

2.3.1.1 Tamanho do Poro

O aumento da capacidade capilar ΔP_c pode ser obtido através da redução do tamanho dos poros da matriz porosa (eq. 2.2). Contudo, a redução dos poros também traz implicações desfavoráveis ao sistema, como a redução da permeabilidade (eq. 2.4), resultando no aumento da perda de carga relativa ao escoamento através da matriz (eq. 2.3). A Figura 2.23 mostra a variação da capacidade de bombeamento capilar ΔP_c , e da perda de carga em uma matriz porosa hipotética ΔP_w , em relação ao tamanho de poro. Considera-se um circuito hipotético exposto à um escoamento de massa relativo ao transporte de calor a uma taxa de transferência conhecida.

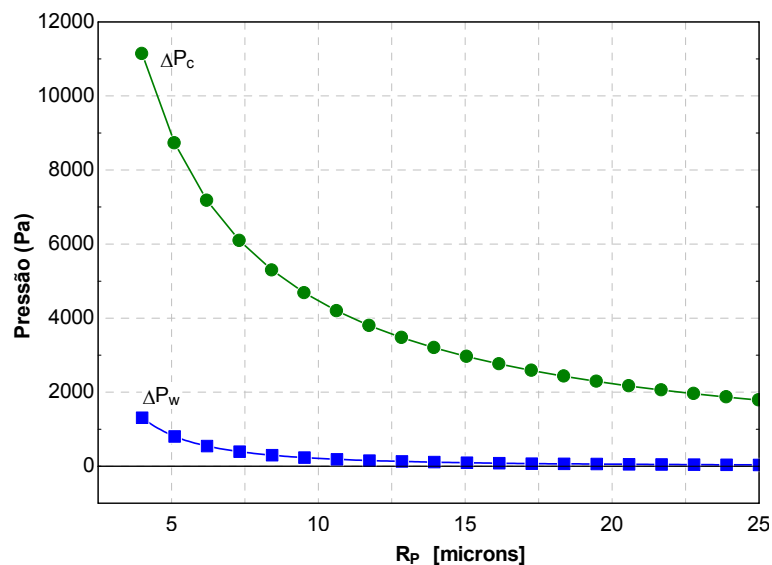


Figura 2.23 - Impacto do tamanho de poro na pressão capilar e na perda de carga

Como a perda de carga na matriz porosa aumenta com o quadrado do raio do poro (eq. 2.4), a redução excessiva desta dimensão poderia resultar numa condição desfavorável na qual a perda de carga superaria a pressão capilar, como ilustrado na Figura 2.24.

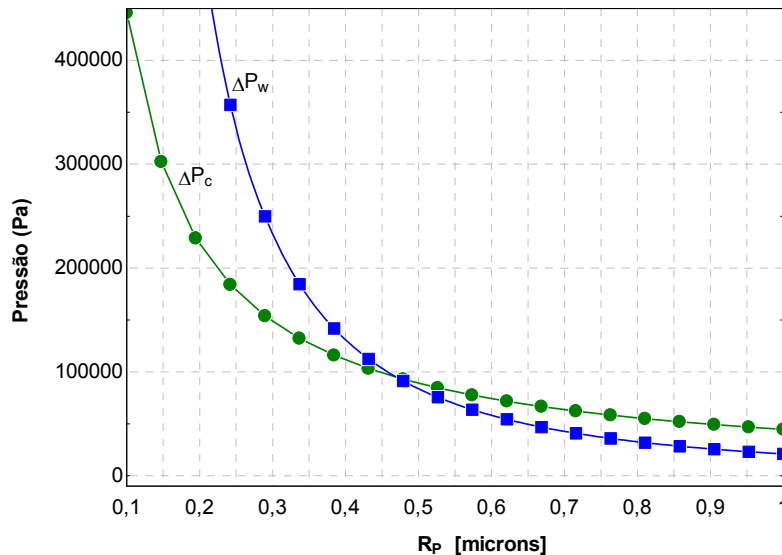


Figura 2.24 - Limite teórico para redução do tamanho de poro

LIAO e ZHAO (1999) mostraram através de testes experimentais que existe um limite para a redução do tamanho de poro de forma a aumentar a capacidade de transporte de calor do sistema bifásico. A Figura 2.25 ilustra alguns resultados para uma configuração que comporta um elemento poroso de 35mm de espessura, desnível de 30mm entre evaporador e condensador e 70°C de temperatura de alimentação de água (30°C de subresfriamento). Fica evidente, a existência de um limite, a partir do qual a redução do tamanho de poro leva à redução da taxa de transferência de calor (representada pelo coeficiente h), notadamente quando o diâmetro de poro é reduzido de 1,09mm para 0,55mm. Esta redução na taxa de transferência de calor é devido ao aumento da perda de carga gerada no escoamento através da matriz porosa.

O tamanho de poro também afeta a profundidade da camada bifásica formada na matriz porosa durante o processo de ebulição, sendo que sua redução força uma menor profundidade da frente bifásica. Assim, o limite antes do secamento da matriz porosa (representado pelo ponto C) aumenta em função da maior resistência ao avanço da frente de vapor devido à maior pressão capilar gerada.

Por fim, os experimentos de LIAO e ZHAO (1999) também mostraram que a influência da variação do tamanho de poro tornou-se mais evidente quando existe um desnível entre o evaporador

e o condensador (altura hidrostática). Isto porque é nesta condição que é exigido maior pressão capilar, destacando então os ganhos obtidos pela redução do raio de poro.

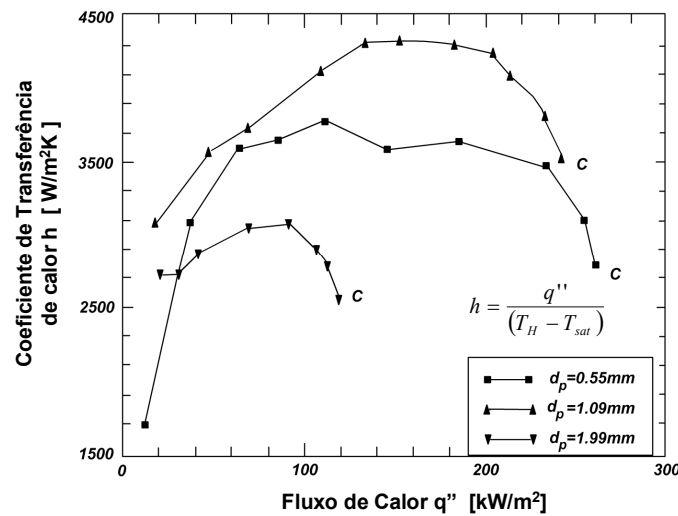


Figura 2.25 - Coeficiente de transferência de calor em função do tamanho de poro - LIAO e ZHAO (1999)

O tamanho do poro também influencia o processo de vaporização do fluido de trabalho. Como detalhado no Apêndice B - Princípios da Ebulição, a Ebulição Heterogênea é influenciada, entre outros fatores, pelas condições da superfície com a qual o fluido está em contato. CAREY (1992) informa que quanto menor a rugosidade da superfície, maior deve ser a sua temperatura para iniciar o desenvolvimento dos embriões de vapor. No caso da CPL, o início do processo de evaporação ocorre na interface entre a superfície aquecida e a superfície da matriz porosa. Reduzir o tamanho de poro da matriz para obter maior pressão capilar exige, teoricamente, uma maior temperatura da superfície para o desenvolvimento do processo de evaporação, o que é inconveniente. A Figura 2.26 mostra o superaquecimento em função da variação do raio do poro para três temperaturas de saturação do etanol, baseado na equação 7.17 para ebulição em piscina (Anexo B).

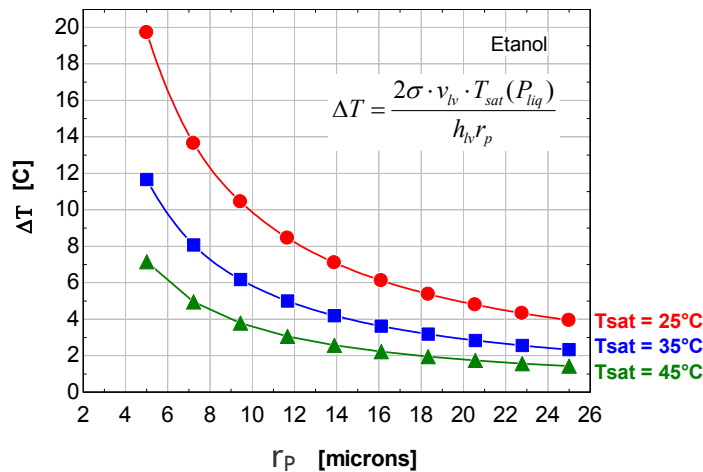


Figura 2.26 - Superaquecimento exigido pelo processo de ebulição em função do tamanho de poro

Além do bombeamento do fluido, o elemento poroso também acumula a função de evitar a transferência de calor do lado quente (vapor) para o lado frio (líquido) do evaporador da CPL. A condução de calor através da estrutura porosa saturada com um fluido depende da geometria da matriz, assim como da condutividade térmica de cada fase deste sistema (sólido + líquido). Para efeito ilustrativo, a condutividade térmica efetiva da matriz porosa k_w pode ser simplificada estimada através da eq. 2.7, (BEJAN, 1995; REIMBRECHT, 2004).

$$k_w = (1 - \varepsilon) \cdot k_m + \varepsilon \cdot k_f \quad [\text{W/mK}] \quad 2.7$$

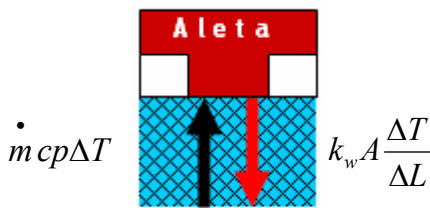
k_m = condutividade térmica do material constituinte da matriz porosa [W/m.K]
 k_f = condutividade térmica do fluido [W/m.K]
 ε = porosidade [%]

O tamanho de poro influi na permeabilidade da matriz porosa e, de acordo com a permeabilidade, a condutividade térmica da matriz porosa se aproxima ou da condutividade do fluido de trabalho ou de seu material constituinte. Dependendo do fluido utilizado, a influência pode ser favorável ou não. Comparativamente, o polietileno possui uma condutividade térmica ($\approx 0,38 \text{ W/m.K}$) maior que o Etanol ($\approx 0,24 \text{ W/m.K}$) mas menor que a água ($\approx 0,59 \text{ W/m.K}$). Assim, uma redução de permeabilidade tem efeito positivo no par polietileno/água mas negativo no polietileno/etanol.

2.3.1.2 Espessura do elemento poroso

A espessura do elemento poroso também afeta o funcionamento do sistema. O aumento da espessura causa um aumento nocivo da perda de carga através da matriz porosa, como mostra a Equação de Darcy (eq. 2.3). Por outro lado, o aumento da espessura aumenta a resistência térmica, reduzindo a transferência de calor do lado quente para o lado do líquido, o que é benéfico.

Pode-se estabelecer uma relação para determinar a espessura teórica mínima do elemento poroso ao considerar-se que a energia transportada pelo fluxo de líquido através da matriz porosa deve ser maior que a condução do calor em sentido contrário à este fluxo, como indicado a seguir:



$$\dot{q}_{\text{transporte}} = \dot{m} cp \Delta T \quad 2.8$$

$$\dot{q}_{\text{condução}} = k_w A \frac{\Delta T}{\Delta L} \quad 2.9$$

$$\dot{m} cp \Delta T > k_w A \frac{\Delta T}{\Delta L} \quad 2.10$$

$$\Delta L > \frac{k_w A}{\dot{m} cp} \quad 2.11$$

k_w = condutividade térmica efetiva da matriz porosa [W/m.°C]
 A = área de troca de calor [m²]
 m = fluxo de massa [kg/s]
 cp = calor específico do fluido [J/kg.°C]
 ΔT = diferença de temperatura através da matriz porosa
 ΔL = espessura da matriz porosa

A relação indicada na eq. 2.11 é plotada na Figura 2.27. Nota-se que o aumento da taxa de transferência de calor origina um aumento do fluxo de massa que intensifica, por sua vez, o processo de transporte e promove a redução da espessura teórica necessária ao elemento poroso.

LIAO e ZHAO (1999) mostraram que o aumento da espessura do elemento poroso afeta brevemente a inicialização do sistema, exigindo maior temperatura da superfície (reduzindo o h) para maiores espessuras (Figura 2.28). O aumento da taxa de dissipação de calor leva à uma condição de igualdade de coeficiente para ambas as configurações. Por fim, o fluxo crítico de calor (ponto C), ou condição de *dry out*, aparece em fluxos de calor mais baixos quando o elemento poroso se torna mais espesso. Isso acontece porque o aumento da espessura aumenta a perda de

carga, para uma mesma pressão capilar (mesmo tamanho de poro). Assim, diminui o fluxo de líquido máximo que pode ser bombeado para a superfície aquecida, originando uma condição de dry-out em fluxos de calor menores.

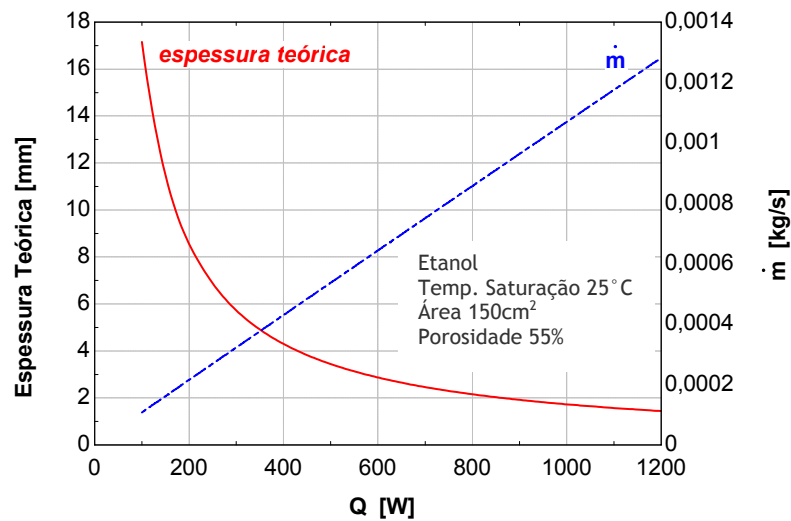


Figura 2.27 - Espessura teórica para a matriz porosa

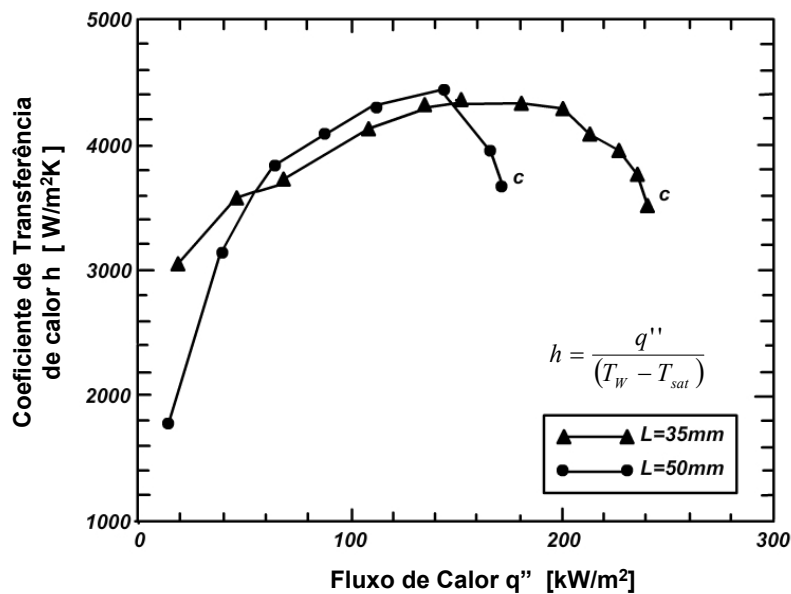


Figura 2.28 - Coeficiente de transferência de calor em função da espessura da matriz porosa - LIAO e ZHAO (1999)

2.3.1.3 Aspectos materiais

O processo de fabricação de uma matriz porosa pode otimizar alguma característica em particular. A sinterização, método mais moderno e eficiente quanto à homogeneidade das características geométricas da matriz, produz matrizes porosas a partir da compactação de

pequenas partículas de material, seja ele metálico, polimérico ou cerâmico, com posterior aquecimento para que estas aglutinem-se umas às outras. Com os constantes avanços nos processos de sinterização, assim como no desenvolvimento de novos materiais com composições híbridas, obtêm-se matrizes porosas com tamanhos de poro cada vez menores mas com maiores permeabilidades. Tem-se conseguido a produção de matrizes porosas em material polimérico com características antes atribuídas somente a matrizes metálicas ou cerâmicas, com a vantagem do polímero possuir uma condutividade térmica inferior à dos metais.

A utilização de materiais sinterizados a partir de fibras (Figura 2.29) também têm originado taxas de transferência de calor mais elevadas do que as obtidas com material sinterizado a partir de pó (DELIL e BATURKIN, 2002). Características como matéria prima, geometria e arranjo microestrutural do pó ou fibra que forma a matriz afetam diretamente a distribuição de poros e grãos, o tamanho médio dos poros e a rugosidade superficial dos grãos. Assim, a geometria obtida a partir de fibras produz uma matriz mais permeável, facilitando o escoamento do fluido e aumentando, por conseguinte, a transferência de calor do sistema.

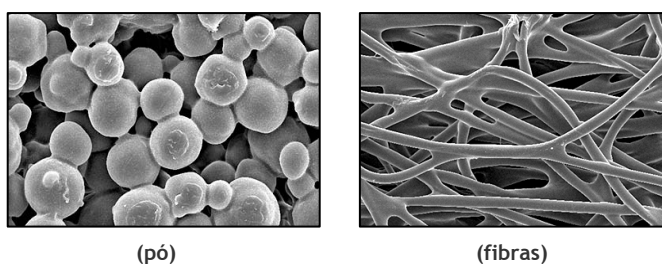


Figura 2.29 - Sinterização utilizando pó e fibras

Além das matrizes porosas homogêneas, confeccionadas com uma mesma configuração de poros ao longo de toda a sua extensão, podem ser empregadas matrizes híbridas, as quais possuem pequenos poros para gerar alta pressão capilar e poros de maior diâmetro junto a superfície aquecida para facilitar o escoamento do vapor e aumentar a permeabilidade.

A matriz porosa deve ser resistente à deformação e à fusão para suportar as temperaturas que estará exposta em serviço e, inclusive, prevendo situações de montagem ou manutenção como procedimentos de soldagem do evaporador.

A afinidade química do material da matriz porosa com o fluido de trabalho é de extrema importância para evitar processos corrosivos que danifiquem a matriz ou então contaminem o

circuito com gases incondensáveis. Além disso, a interação molecular do fluido de trabalho com o material da matriz porosa define o ângulo de contato, responsável pela pressão capilar ΔP_C .

2.3.2 Fluido de Trabalho

O fluido de trabalho é o responsável pelo transporte do calor no circuito CPL, devendo possuir características termofísicas compatíveis com a aplicação. Cabe uma análise de diversas propriedades para verificar se um fluido é ou não viável para a uma dada aplicação. O fluido ideal deve possuir um elevado calor latente de vaporização, alta tensão superficial, moderada pressão de saturação e baixa viscosidade (WRENN, 2004).

Numa análise mais detalhada, o primeiro fator a ser observado são as temperaturas de operação do sistema. Os valores de referência são a temperatura da superfície aquecida e a temperatura da fonte fria, que no caso da refrigeração é a temperatura ambiente. Idealmente deve-se buscar um fluido que gere uma pressão moderada dentro dos limites de temperatura anteriormente descritos. Pressões de saturação inferiores à atmosférica provocam a penetração de ar no circuito em caso de vazamentos, contaminando o sistema com gases incondensáveis, o que é indesejável. Por outro lado, pressões de saturação excessivamente altas também são desaconselhadas por exigirem a utilização de tubos e trocadores de calor mais robustos, com entraves na compactação, na versatilidade do circuito além de reduzir as trocas de calor em função do aumento da resistência térmica provocado pela maior espessura do material empregado.

A Tabela 1 apresenta alguns fluidos com suas respectivas temperaturas de ebulição e solidificação assim como a faixa de operação recomendada (FAGHRI, 1995).

Tabela 1 - Faixa de operação de alguns fluidos de trabalho

<i>Fluido</i>	<i>Temperatura de solidificação [°C] - 1 ATM -</i>	<i>Temperatura de ebulição [°C] - 1 ATM -</i>	<i>Faixa de operação [°C]</i>
Amônia	-77	-33	-60 a 100
Etanol	-114	78	0 a 130
Água	0	100	30 a 200
Sódio	97	877	600 a 1200

Considerando uma temperatura ambiente padrão de 32°C, os fluidos amônia, etanol e água são fluidos passíveis de utilização apesar das suas pressões de saturação não serem as ideais. A

Figura 2.30 mostra as pressões de saturação para temperaturas de trabalho próximas a temperatura ambiente para amônia, etanol e água. Pode-se notar que a água e o etanol geram pressões demasiadamente baixas enquanto a amônia pressões relativamente altas.

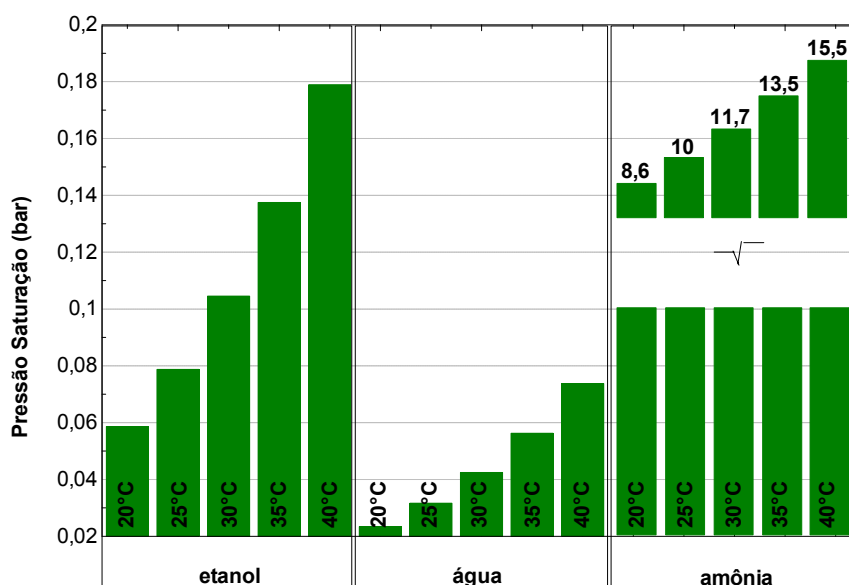


Figura 2.30 - Pressão de saturação para diferentes fluidos

Como segundo fator de análise, o fluido de trabalho não deve ser nocivo tanto ao meio ambiente quanto ao ser humano. Do ponto de vista ambiental, os três fluidos não trazem riscos ao meio ambiente. Contudo, com relação ao ser humano, a amônia é um fluido extremamente perigoso, possuindo legislação rígida quanto a sua utilização em ambientes públicos. Menos perigoso, o etanol possui o inconveniente de ser inflamável o que pode barrar a sua utilização em alguns mercados. Neste aspecto, a água é incondicionalmente o fluido mais indicado.

A interação do fluido com o material do elemento poroso produzirá a pressão capilar necessária para o bombeamento do calor. Deve-se buscar portanto fluidos com tensão superficial elevada para maximizar a capacidade capilar do sistema. Porém, a interação entre fluido e material que constitui o elemento poroso definirá o ângulo de contato θ . Neste caso, é necessário que a energia livre superficial do material da matriz porosa seja a maior possível em relação a tensão superficial do fluido de forma a se obter um ângulo de contato próximo de zero ($\theta \approx 0$). A Tabela 2 apresenta valores de tensão superficial para os três fluidos comparados e a Tabela 3 para alguns materiais usados na confecção de matrizes porosas.

Tabela 2 - Tensão superficial para fluidos

<i>Fluido</i>	<i>Tensão superficial σ [N/m] - 25° C -</i>
Amônia	0,021
Etanol	0,022
Água	0,071

Tabela 3 - Tensão superficial para sólidos

<i>Material</i>	<i>Energia livre superficial σ [N/m]</i>
Polietileno	0,035
Cobre	1,015

Dos dados apresentados na Tabela 2 e na Figura 2.31 (calculado via equação de Young-Laplace), pode-se concluir que a água possui o maior potencial de utilização devido a sua maior tensão superficial, e conseqüente pressão capilar.

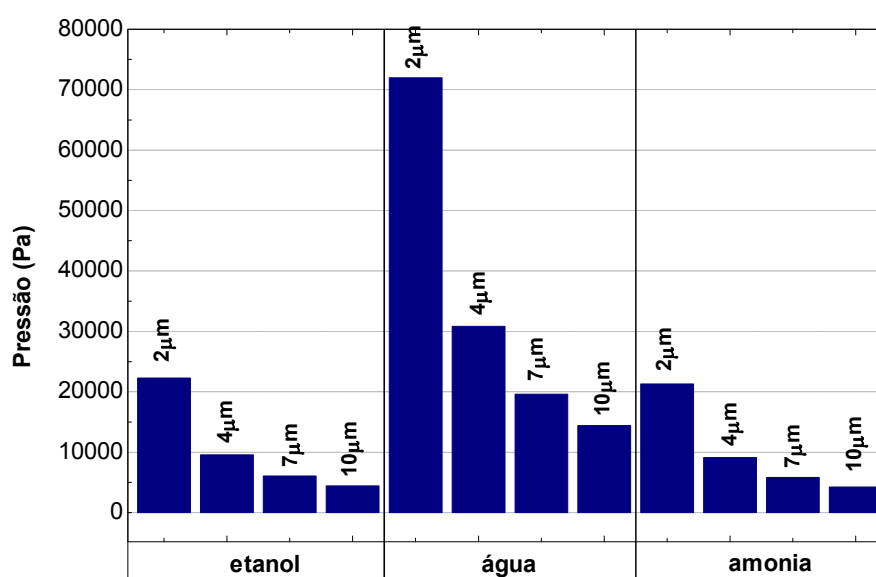


Figura 2.31 - Pressão capilar para diferentes fluidos e raios de poro

O comportamento da tensão superficial em função da temperatura é ilustrado na Figura 2.32. Nota-se que o aumento da temperatura provoca a redução da tensão superficial dos fluidos. O impacto desta característica aparece em situações onde o ciclo opera em condições de maior fluxo de calor, quando então as temperaturas do circuito tendem a aumentar. Nesta situação, apesar da demanda por pressão capilar ser maior, a tensão superficial diminui. O álcool, oferece uma

operação mais eficiente ao sistema por apresentar uma menor variação da tensão superficial com a temperatura. Alguns fluidos especiais baseados em cadeias de álcoois têm sido desenvolvidos os quais aumentam a tensão superficial com o aumento da temperatura. Neste caso, a adição de pequenas frações destes compostos na água, por exemplo, fariam com que o fluido de trabalho possuisse o benefício do alto valor de tensão superficial somado ao aumento da tensão superficial quando em rígidas condições de operação (ZHANG, 2001).

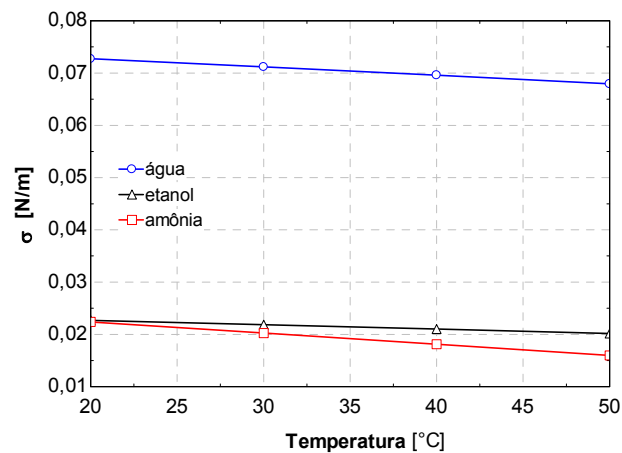


Figura 2.32 - Tensão superficial em função da temperatura do fluido

Considerando a molhabilidade do fluido frente ao material, conclui-se da Tabela 3 que amônia e etanol são fluidos passíveis de serem utilizados com polietileno já que suas tensões superficiais são inferiores à energia livre superficial do material. Por sua vez, a água não molha o polietileno, não conseguindo penetrar os poros da matriz.

Alguns processos químicos podem tornar um material molhável frente a alguns fluidos. Por exemplo, a adição de *Surfactantes* (*Surface Active Agents*) no polietileno o torna molhável com água. Contudo, este é um procedimento que pode degradar a capacidade capilar uma vez que o surfactante age reduzindo a tensão superficial do fluido (CUTLER E DAVIS, 1972).

Uma das características do circuito CPL são os altos fluxos de calor obtidos graças a transferência de calor via fluxo bifásico. Sendo assim, é de interesse que o fluido de trabalho possua um alto calor latente de vaporização, para reduzir o fluxo mássico de refrigerante necessário para transportar uma dada quantidade de calor. Isso reduz a perda de carga nos tubos e na matriz porosa. Dentre os fluidos considerados, destaque para a água, como pode ser observado na Tabela 4.

Tabela 4 - Calor latente de vaporização

<i>Fluido</i>	<i>Calor latente de vaporização [kJ/kg] - 25°C -</i>
Amônia	1166
Etanol	922
Água	2442

A condutividade térmica do fluido compõe a condutividade térmica efetiva da matriz porosa e, dessa forma, deve-se buscar um fluido com baixa condutividade térmica para assim reduzir a transferência de calor do lado quente para o lado de líquido da CPL.

Um fator preponderante para garantir longos períodos de operação do sistema é a afinidade química entre o fluido e os materiais que compõem o circuito CPL. Não apenas por aspectos corrosivos, como se pressupõe, mas também pela geração de subprodutos das reações no circuito. Por exemplo, a água oxida componentes em alumínio e gera gases incondensáveis quando em contato com aço inox (BAUMANN, 1998). O cobre é um material compatível com água e etanol mas de uso proibitivo com amônia devido seu alto efeito corrosivo.

Outras propriedades do fluido, entre elas a densidade ρ e a viscosidade μ , têm impacto direto na perda de carga, sendo seus efeitos explorados no próximo item.

2.3.3 Perda de carga

O aumento da perda de carga se reflete diretamente em três aspectos: (i) demanda por maior capacidade capilar do elemento poroso, (ii) exigência de um maior subresfriamento do líquido no condensador e (iii) aumento da temperatura de vaporização. No primeiro caso, a adoção de uma matriz porosa com tamanho de poro compatível para a pressão capilar exigida contorna o problema, embora deva-se considerar outros impactos dessa medida como já discutido anteriormente. Os dois últimos aspectos, entretanto, podem ser minimizados mas não eliminados. Tanto o maior subresfriamento do líquido como o aumento da temperatura de vaporização do fluido aumentam a temperatura da superfície aquecida, provocando uma degradação da performance do sistema.

2.3.3.1 Limitação capilar

Um dos limites operacionais de qualquer bomba capilar, chamado Limite Capilar, é aquele que ocorre quando a perda de carga imposta pelo circuito supera a capacidade capilar do elemento poroso. Nessa condição limite, o menisco não consegue manter a diferença de pressão exigida e o vapor invade o elemento poroso, promovendo o seu secamento (*dry out*).

O fluido em circulação sofre perda de carga nas tubulações e na matriz porosa. O desnível entre o evaporador e o condensador gera uma pressão hidrostática proporcional à densidade e à altura da coluna de líquido, exigindo pressão capilar adicional do elemento poroso. O fluxo de massa (proporcional à potência dissipada), geometria das linhas (comprimento e diâmetro dos dutos) e as propriedades do fluido de trabalho (densidade e viscosidade) são portanto fatores que afetam as perdas relativas ao escoamento.

Considere um sistema hipotético com uma geometria fixa, isto é, com o comprimento e diâmetro das linhas de líquido e vapor e o desnível entre o evaporador e o condensador fixos. Tal sistema apresentará uma taxa de transferência de calor limite, acima da qual, a perda de carga total (ΔP_{Total}), que reúne as perdas na tubulação (ΔP_T) e no elemento poroso (ΔP_W) adicionada à coluna de líquido entre os trocadores (ΔP_H), supera a capacidade capilar (ΔP_C) do sistema, valor este fixo e determinado principalmente pelo tamanho de poro, atingindo então o Limite Capilar. A Figura 2.33 refere-se a uma matriz porosa com um raio de poro r_p que permite gerar uma capacidade capilar $\Delta P_C=4500\text{Pa}$. A medida que a taxa de transferência de calor no evaporador aumenta, aumenta também o fluxo de massa. Proporcionalmente, as perdas devido a circulação do fluido (ΔP_T e ΔP_W) também crescem. No limite de 750W, a perda total ΔP_{Total} supera a capacidade de bombeamento do elemento poroso ΔP_C , sendo que o sistema não mais comporta aumento na dissipação de calor.

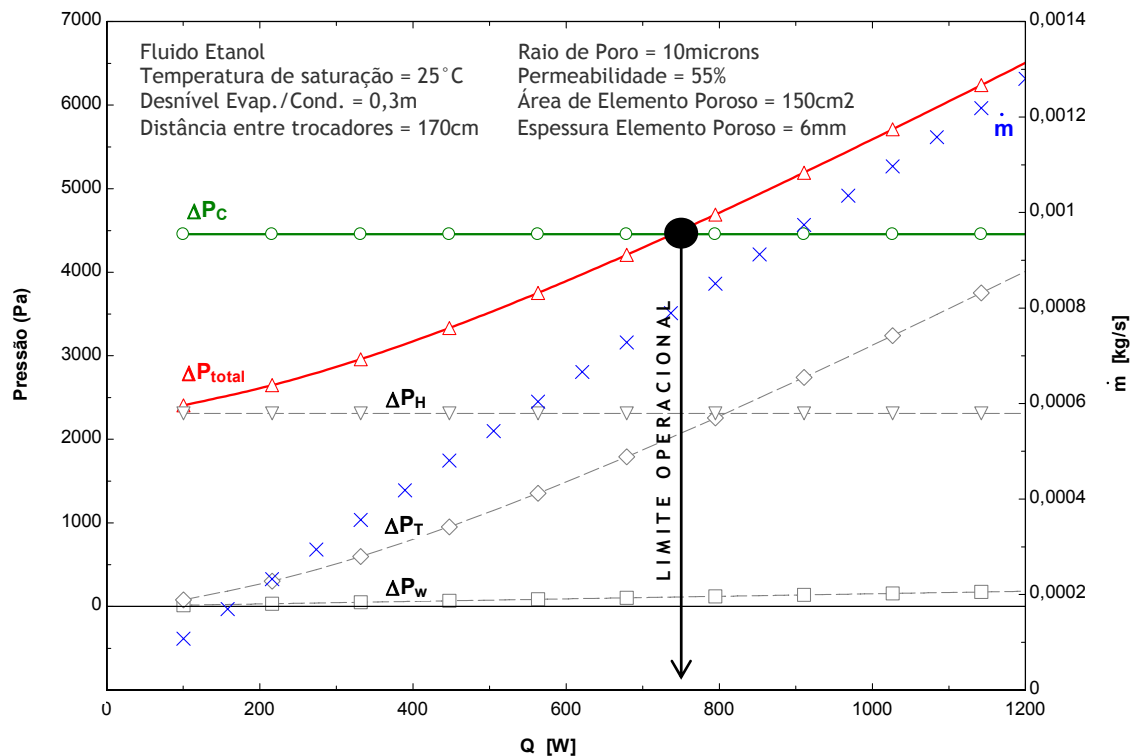


Figura 2.33 - Composição de pressões em um circuito hipotético

Deve-se observar que a diferença de pressão referente à coluna de líquido de 30cm entre o evaporador e o condensador (ΔP_h) consome praticamente 50% do potencial capilar do elemento poroso (ΔP_c). Reduzindo este desnível, uma maior taxa de transferência de calor poderia ser obtida com o mesmo elemento poroso.

A variação da perda de carga no circuito leva o sistema a buscar constantemente um novo equilíbrio de pressão. O menisco existente na matriz porosa irá se ajustar para que a pressão capilar gerada se iguale ao novo valor de perda de carga. A Figura 2.34 ilustra este mecanismo para um poro com diâmetro constante capaz de gerar a capacidade capilar ΔP_c (eq. 2.2). A medida que a taxa de transferência de calor Q aumenta, aumenta também o fluxo de massa em circulação e a perda de carga na tubulação e na matriz porosa (eq. 2.1). Em resposta, o raio de curvatura r do menisco na matriz porosa diminui, reduzindo o ângulo de contato θ de forma a contrabalançar a maior pressão, acabando por gerar uma maior pressão capilar. O raio de curvatura continuará diminuindo com o aumento da taxa de transferência de calor até que se iguale ao raio do poro da matriz porosa r_p . Nesta condição, a pressão capilar iguala-se à capacidade capilar da matriz porosa. Aumentos subsequentes da taxa de transferência de calor não produzirão mais ganhos de pressão capilar fazendo com que o menisco avance então para o interior da matriz porosa sob ação da pressão do vapor que não pode mais ser contrabalanceada. Este é o mecanismo que provoca o

secamento total do elemento poroso (*dry out*) em condição de fluxo de calor excessivo. Cabe ressaltar que o ponto ideal de operação é quando o líquido se encontra na superfície da matriz porosa, já que a penetração da frente de evaporação para o interior da matriz porosa resulta em maior perda de carga (KRUSTALEV E FAGHRI, 1996).

Apesar da necessidade de redução da perda de carga, tanto o comprimento da tubulação como o desnível entre o evaporador e o condensador são parâmetros estabelecidos pelo projeto do sistema de refrigeração e que, muitas vezes, não podem ser modificados.

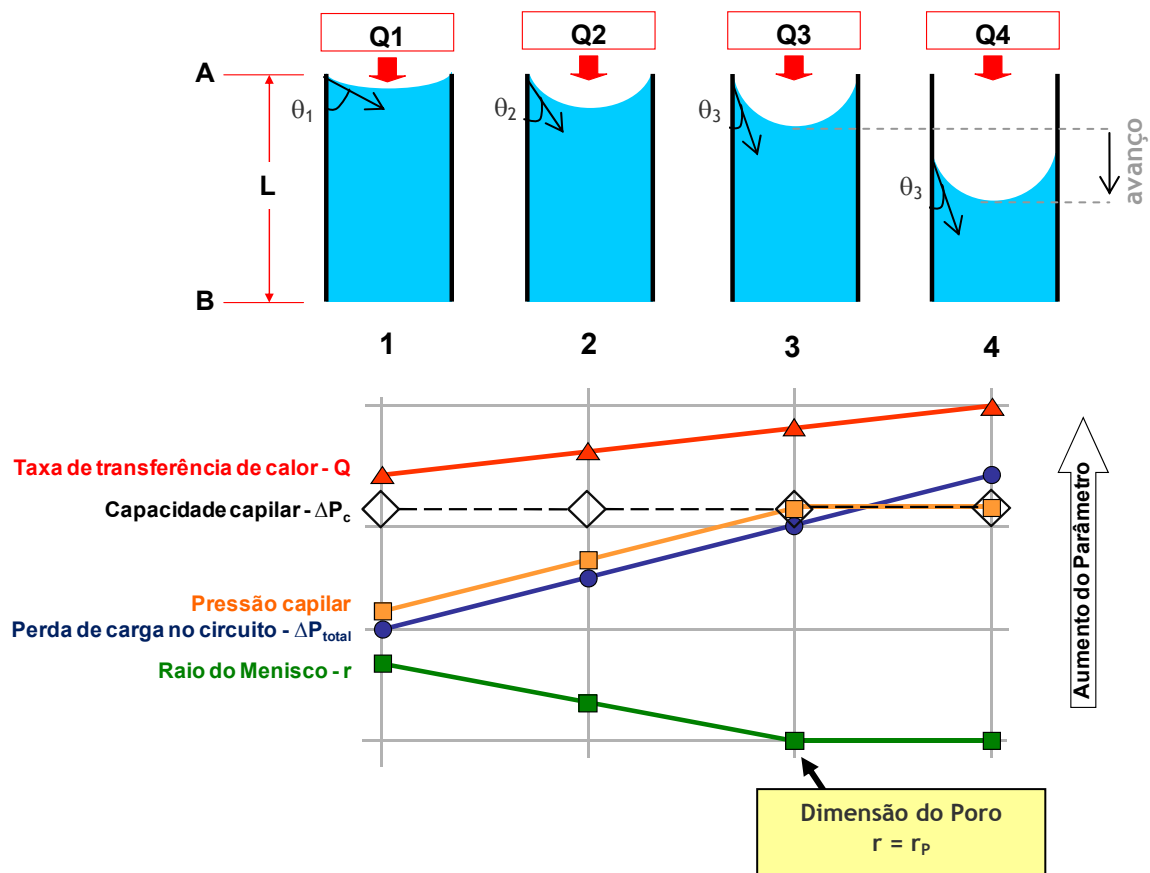


Figura 2.34 - Variação do raio do menisco em função da taxa de transferência de calor

A Figura 2.35 compara as perdas de carga num mesmo circuito hipotético utilizando água, etanol e amônia, cujas propriedades são indicadas na Tabela 5. Nota-se que o fluido que oferece maior perda de carga é o etanol, seguido da água e, por último, a amônia. Observa-se também que as perdas não estão atreladas unicamente ao fluxo de massa pois a água com fluxo de massa menor (maior calor latente de vaporização), gera perdas superiores à amônia. A maior viscosidade cinemática na fase líquida do etanol gera uma maior perda de carga no elemento poroso ΔP_w . Por

sua vez, a maior densidade da água gera um maior valor de pressão hidrostática ΔP_H . A amônia destaca-se pela reduzida perda de carga em decorrência do baixo fluxo de massa, associado com reduzidos valores de viscosidade e densidade para a fase líquida.

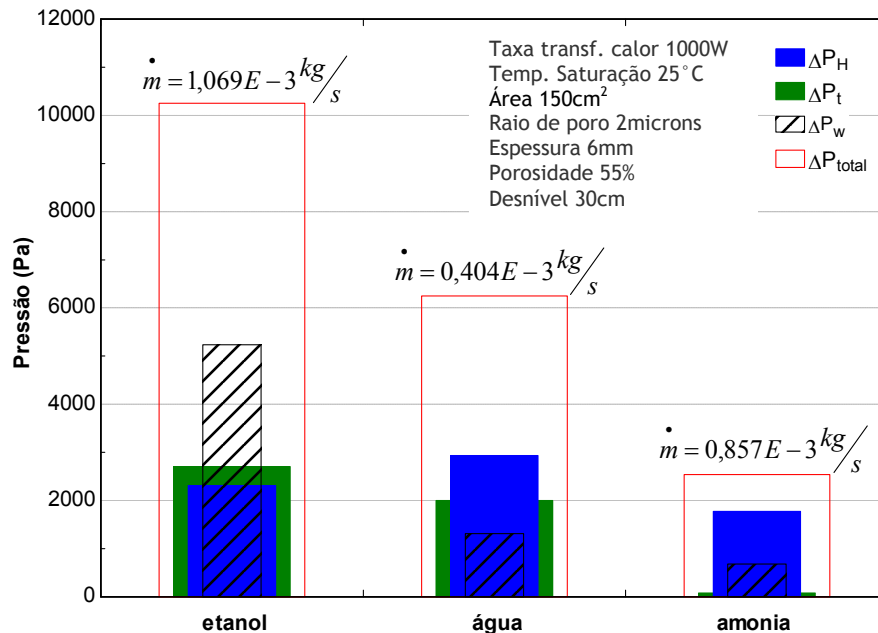


Figura 2.35 - Composição da perda de carga em um circuito em função do fluido utilizado

Tabela 5 - Propriedades físicas de alguns fluidos

Fluido	Densidade [kg/m ³]		Viscosidade [Pa.s]		Calor de vaporização [kJ/kg]
	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
Amônia	602,9	7,821	131E-6	9,83E-6	1166
Etanol	785,6	0,146	1050E-6	8,92E-6	922
Água	997,1	0,023	890E-6	9,87E-6	2442

2.3.3.2 Subresfriamento e Relação dT/dP

Além da demanda por maior pressão capilar, a perda de carga também afeta as temperaturas de operação do sistema CPL.

Como visto, o condensador deve fornecer um subresfriamento suficiente ao líquido para que a sua temperatura permaneça abaixo da temperatura de saturação correspondente à sua pressão, pressão esta que cai ao longo do escoamento em função da perda de carga e da diferença de altura entre trocadores. É conveniente então, que a temperatura de saturação do fluido varie pouco com a

pressão, permitindo que a queda de pressão ao longo da linha de líquido não origine uma variação acentuada da temperatura de saturação o que exige elevado grau de subresfriamento.

A relação dT/dP pode ser estimada através da Equação de Clapeyron (eq. 2.12):

$$\frac{dT}{dP} = \frac{v_{lv} \cdot \bar{T}}{h_{lv}} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{Pa}] \quad 2.12$$

T = temperatura de referência [K]

v_{lv} = diferença entre os volume específicos do líquido e vapor [m^3/kg]

h_{lv} = calor latente de vaporização [J/kg]

A Figura 2.36 mostra o comportamento da temperatura com a pressão para os três fluidos em análise. Observa-se a grande variação sofrida pela água e, em contraste, os valores ínfimos apresentados pela amônia.

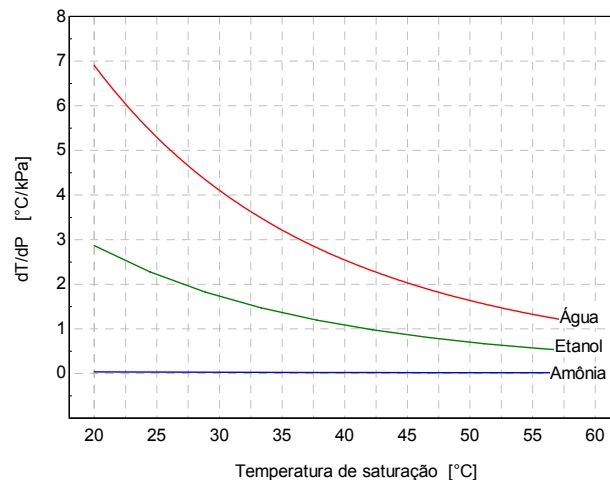


Figura 2.36 - Variação do Fator dT/dP

Para a operacionalidade do sistema, o subresfriamento do líquido deve ser, portanto, superior à redução de temperatura de saturação provocada pela queda de pressão na linha de líquido (eq. 2.13). Os índices da equação a seguir referem-se às posições indicadas na Figura 2.11.

$$\Delta T_{4-5} \geq \left. \frac{dT}{dP} \right|_{4-6} \cdot \Delta P_{5-6} \quad 2.13$$

Subresfriamento

Perda de carga na linha de líquido + pressão hidrostática

Variação da temperatura de saturação relativa à queda de pressão na linha de líquido

Para as mesmas condições da Figura 2.35, os fluidos considerados exigirão os graus de subresfriamento mostrados na Figura 2.37. Pode-se notar que a água exige um subresfriamento superior ao etanol, mesmo apresentando uma menor perda de carga. A amônia exige subresfriamento baixíssimo devido a sua reduzida perda de carga somada ao baixíssimo valor de dT/dP .

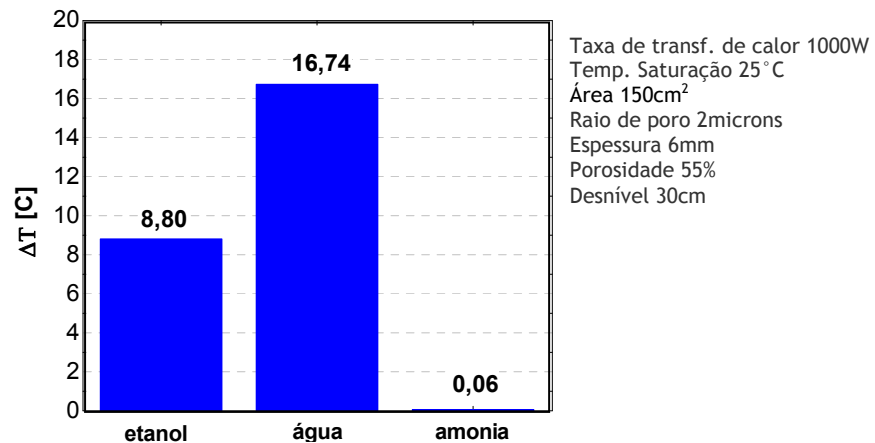


Figura 2.37 - Subresfriamento exigido para diferentes fluidos

As análises realizadas até esse momento mostram que a água possui uma alta capacidade capilar (Figura 2.31) e que sofre perdas de carga moderadas (Figura 2.35). Tais características seriam suficientes para considera-la um fluido excepcional para a aplicação em sistemas CPL. Contudo, a relação dT/dP pode torna-la inviável para algumas aplicações.

2.3.3.3 Temperatura de vaporização

O aumento da perda de carga também implica no aumento da pressão de saturação do fluido na zona de vaporização, exigindo uma maior temperatura para o início do processo de vaporização.

A Figura 2.38 mostra as condições de operação de um circuito CPL para dois valores distintos de perda de carga. Na primeira condição, representada em linha cheia, o reservatório é mantido a uma temperatura constante T_0 de forma a gerar um subresfriamento no líquido ΔT_{4-5} .

Se a perda de carga é aumentada (aumento da taxa de transferência de calor, aumento da altura hidrostática, aumento do comprimento das linhas de líquido e vapor ou redução de seus diâmetros) o elemento poroso passa a operar com uma maior pressão capilar $\Delta P_c'$ e este ganho de pressão vem acompanhado do aumento da pressão absoluta logo na saída do evaporador P_1' . Nesta

condição, é necessário uma maior temperatura T_1' para a vaporização, o que se reflete diretamente na temperatura da superfície quente da máquina de refrigeração.

Nota-se também que a temperatura do reservatório T_9 se mantém constante devido ao sistema de controle. Contudo, como existe perda de carga na linha entre o reservatório e o condensador e esta variou, a pressão de condensação P_4 é influenciada, sofrendo um aumento proporcional à perda naquela seção.

Caso a temperatura na entrada do evaporador T_6' se aproxime muito do ponto A, deve-se aumentar a temperatura do reservatório T_9 para gerar um grau de subresfriamento suficiente ΔT_{4-5} .

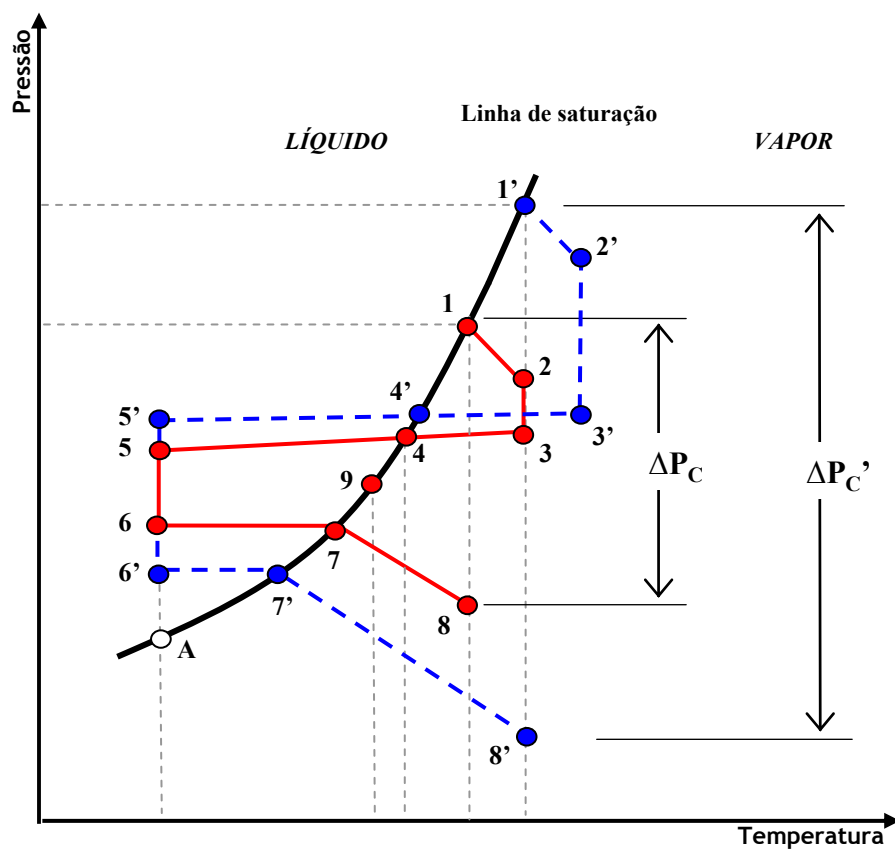


Figura 2.38 - Impacto da variação da perda de carga

Considerando a aplicação do circuito capilar como um sistema secundário de transferência de calor, aplicado no lado quente de uma máquina de refrigeração e uma temperatura ambiente de 32°C , pode-se concluir que o etanol, água e amônia podem ser usados como fluido de trabalho. A amônia possui fatores prós, como alto calor latente de vaporização, baixa perda de carga e reduzida relação dT/dP . Contudo, a sua toxicidade impede a sua utilização em sistemas que estejam em contato com o público. A água, por sua vez, mostra-se um fluido promissor pois não é tóxica, possui

alta capacidade capilar, elevado calor latente de vaporização e gera perda de carga relativamente baixa. Por outro lado, a água exige tratamento superficial da matriz porosa em polietileno e gera uma elevada pressão hidrostática devido a sua elevada densidade do líquido. Além disso, a água apresenta uma elevada relação dT/dP , o que exige graus de subresfriamento mais elevados. O etanol, apesar de ser inflamável, possui uma tensão superficial compatível com o polietileno e apresenta uma reduzida relação dT/dP . Suas propriedades impõem a maior perda de carga entre os fluidos analisados, o que é negativo.

Conclui-se que a seleção do fluido de trabalho não deve ser feita considerando fatores isoladamente. Características termofísicas e suas inter-relações com as características do circuito devem ser avaliadas de forma a obter um resultado final eficiente.

2.3.4 Reservatório, Condensador e Carga de Fluido Refrigerante

O reservatório e o condensador também afetam o regime de operação do sistema. São os seus volumes em relação ao volume total do circuito, juntamente com a carga de fluido que definem se a CPL operará em regime de Condutância Variável ou Fixa.

A função principal do reservatório é controlar a temperatura de saturação do circuito CPL. Para tanto, ele deve conter líquido e vapor enquanto o condensador deve estar parcialmente preenchido com líquido. Já o condensador, além de condensar o vapor proveniente do evaporador, deve garantir subresfriamento suficiente ao líquido para evitar a sua vaporização ao longo da linha de líquido. A carga de fluido refrigerante deve ser tal que permita molhar a matriz porosa durante o processo de inicialização, mas não em demasia para evitar o preenchimento do reservatório quando a taxa de transferência de calor é reduzida. Deve haver, portanto, uma combinação correta nos volumes do reservatório, do condensador e de fluido refrigerante.

Quando as condições de operação da CPL mudam (taxa de transferência de calor e/ou temperatura de condensação), a porção do condensador preenchida com líquido (*blocked*) aumenta ou diminui para atingir um novo equilíbrio de fluxos de calor. Nesta condição o sistema opera em regime de Condutância Variável. Se mais calor for aplicado no evaporador, a área de vapor no condensador aumenta para proporcionar maior dissipação de calor. Se a temperatura de condensação diminui, a área de vapor no condensador diminui, adequando a condutância do circuito à nova condição de temperatura. Nos dois casos, a quantidade de líquido no circuito principal

(evaporador, condensador e linhas de transporte) varia, sendo o reservatório o responsável pelo acúmulo do líquido excedente.

Para garantir a regulação apropriada da temperatura de saturação ao longo da faixa de operação do circuito, o reservatório deve ser dimensionado de forma que líquido e vapor coexistam em duas condições extremas: (i) quando a taxa de transferência de calor for nula (na inicialização do sistema quando o reservatório deve fornecer líquido para inundar a matriz porosa, ficando com quantidade mínima de líquido em seu interior); e (ii) quando a taxa de transferência de calor e a temperatura de condensação forem máximas (maior volume de líquido no reservatório para liberar o máximo de área de troca no condensador).

Caso o reservatório seja completamente preenchido com líquido, a CPL passará a operar em Regime de Condutância Fixa, não controlando mais a temperatura de saturação do circuito.

Por fim, o reservatório deve atender alguns requisitos adicionais: (i) transferir apenas líquido ao circuito principal; (ii) ter estabilidade térmica, isto é, ser provido de um controle eficiente de temperatura para evitar oscilações no circuito principal e (iii) oferecer pequena resistência ao escoamento do líquido com o circuito principal para agilizar o intercâmbio de líquido em situações de variações bruscas das condições de operação mas, ao mesmo tempo, fornecer uma certa restrição ao fluxo para amortecer eventuais oscilações de pressão.

2.3.5 Temperatura Ambiente

O aumento da temperatura ambiente degrada o desempenho do sistema a partir de dois mecanismos: (i) aumento da temperatura da superfície aquecida e (ii) redução da capacidade capilar do sistema.

Da Figura 2.39, nota-se que o aumento da temperatura ambiente T_{amb} provoca o aumento das demais temperaturas do circuito (T_1 é a temperatura de saturação no evaporador, T_5 é a temperatura do líquido na saída do condensador e T_H é a temperatura da superfície aquecida). Isto deve-se ao fato da diferença de temperatura ΔT_{amb} permanecer constante uma vez que as resistências térmicas R_1 e R_2 não se alteram.

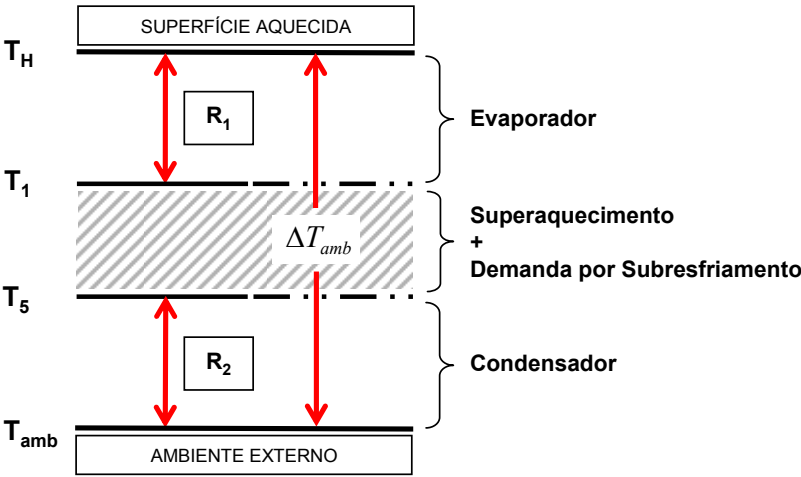


Figura 2.39 - Distribuição de temperatura do circuito CPL

Adicionalmente, a variação da temperatura de saturação afetará as propriedades termofísicas do fluido. O aumento reduz a densidade e a viscosidade do fluido, diminuindo a perda de carga, mas reduz a tensão superficial, diminuindo a pressão capilar. Se para o fluido empregado a redução da pressão capilar superar a queda na perda de carga, o sistema será negativamente afetado por este aumento da temperatura de condensação, resultando na redução do fluxo de calor máximo possível para o sistema. A Tabela 6 apresenta algumas propriedades para o etanol em função da temperatura assim como a variação percentual relativa à temperatura de 25°C. Cabe notar que, a medida que a temperatura aumenta, a perda de carga no sistema diminui. Contudo, a capacidade capilar também reduz em função da diminuição do valor da tensão superficial. As suas reduções relativas, neste caso, são equivalentes o que, teoricamente, implicaria em nenhuma diferença no fluxo de calor máximo por este motivo.

Tabela 6 - Propriedades do etanol em função da temperatura

ETANOL															
Tamb	Rp	Capacidade Capilar	Perda de carga						σ	CP	K líquido	ρ		ν	
			Linha de Líquido	Linha de Vapor	Tubulação	Matriz porosa	Pressão hidrostática	TOTAL				líquido	vapor	líquido	vapor
[C]	[μm]	[kg/m-s ²]	[kg/m-s ²]	[kg/m-s ²]	[kg/m-s ²]	[kg/m-s ²]	[kg/m-s ²]	[kg/m-s ²]	[N/m]	[J/kg-K]	[W/m-K]	[kg/m ³]	[kg/m ³]	[m ² /s]	[m ² /s]
25	10	4456	12,3	101,1	113,4	210,7	2311	2636	0,02228	2505	0,2446	785,4	0,146	1,34E-06	6,11E-05
32	10	4340	11,0	76,7	87,8	188,9	2294	2571	0,02171	2592	0,2409	779,4	0,212	1,19E-06	4,28E-05
45	10	4119	9,2	45,6	54,7	156,5	2260	2472	0,02059	2750	0,2341	768,1	0,407	9,70E-07	2,33E-05
Variação relativa à Tamb = 25°C															
32		-2,60%	-10,39%	-24,09%	-22,58%	-10,35%	-0,74%	-2,47%	-2,56%	3,47%	-1,51%	-0,76%	45,21%	-11,19%	-29,86%
45		-7,56%	-25,71%	-54,93%	-51,75%	-25,72%	-2,21%	-6,22%	-7,59%	9,78%	-4,29%	-2,20%	178,77%	-27,61%	-61,94%

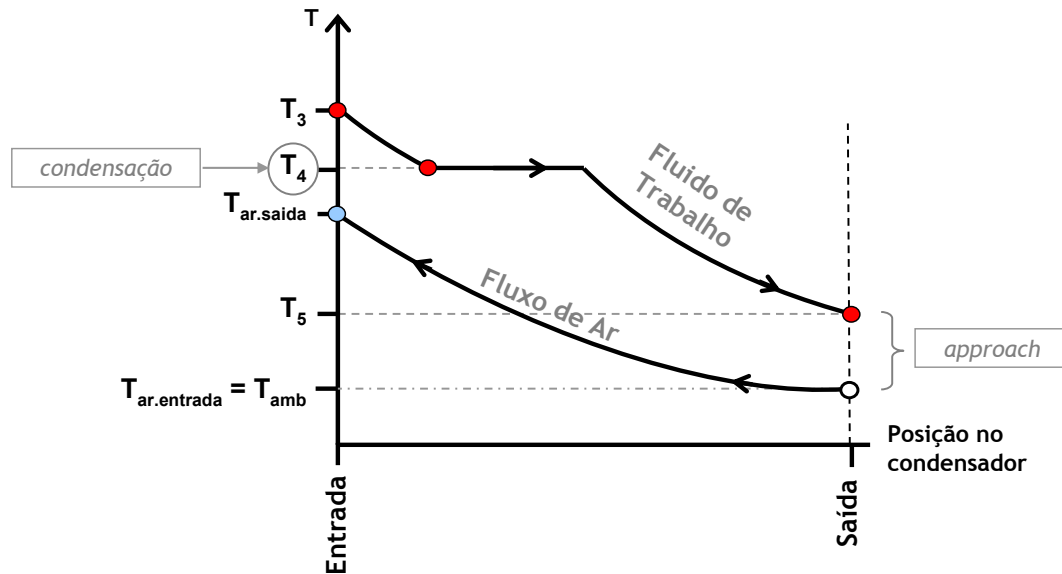
2.3.6 Resistência térmica nos trocadores de calor

Num processo de transferência de calor, a necessária diferença de temperatura está diretamente relacionada com a resistência térmica existente. A transferência de calor da superfície aquecida da máquina de refrigeração para o ambiente externo se dá a partir da troca de calor em dois pontos do circuito e estes são influenciados pelas resistências térmicas locais R_1 e R_2 (ver Figura 2.39).

A transferência de calor que ocorre no evaporador é afetada pela resistência térmica R_1 , gerada por possíveis deficiências no contato entre as aletas e o elemento poroso, pela demanda de superaquecimento do líquido para desencadear o processo de vaporização e, principalmente, pelo contato da superfície aquecida da máquina de refrigeração com a superfície do evaporador. Esta última, particularmente chamada de Resistência de Contato, surge da imperfeição no ajuste (ou planicidade) das superfícies, existência de oxidação superficial, etc. Ainda, a presença de rugosidades nas superfícies acabam por reter ar, formando uma camada de baixa condutividade térmica entre as superfícies de troca. Este problema pode ser amenizado com a utilização de superfícies polidas, aplicação de pasta térmica ou outra substância condutora e pela aplicação de pressão mecânica suficiente no acoplamento das peças.

Por sua vez, a resistência térmica R_2 , que caracteriza a troca de calor no condensador, é regida por outros fatores uma vez que o mecanismo de troca térmica é diferente ao do evaporador. Enquanto no evaporador a troca se dá basicamente por condução de calor, no condensador a convecção é o mecanismo predominante. Além da troca convectiva no lado do fluido refrigerante, existe a troca do tubo com o ar ambiente. Desta forma, a resistência térmica é governada por fatores geométricos do trocador de calor como geometria e circuitagem dos tubos, orientação da alimentação, geometria das aletas, entre outros.

A Figura 2.40 mostra uma distribuição típica de temperatura num condensador. Um condensador eficiente, permite que o líquido reduza sua temperatura T_5 até próximo da temperatura ambiente T_{amb} , gerando portanto um pequeno *approach*. Um condensador ineficiente gera um maior *approach*, com uma temperatura T_5 mais elevada e conseqüentemente com maior resistência térmica R_2 .



Portanto, avanços nos parâmetros influentes na resistência térmica têm impacto direto na temperatura da superfície aquecida da máquina térmica, sendo que a sua redução demandará menor diferença de temperatura entre as partes para que o processo de transferência do calor ocorra, impondo portanto menor temperatura à superfície aquecida.

2.3.7 Orientação do evaporador

Uma placa com a face aquecida voltada para baixo e imersa em um fluido refrigerante exige um menor superaquecimento da parede para um dado fluxo de calor, como visto na Figura 2.41 (Carey, 1992). Tal observação foi conseguida com água à pressão atmosférica em condições de ebulição livre. O processo de eliminação do vapor intensifica o processo de transferência de calor pois o deslocamento da bolha de vapor ao longo da superfície aquecida gera uma pequena película de líquido entre esta bolha e a superfície, fato que maximiza a condução de calor devido à pequena resistência térmica imposta pela reduzida espessura de líquido formada na interface. Esta característica, contudo, não se mostra presente em fluxos de calor mais elevados.

Os trabalhos de LIAO e ZHAO (1999) assim como o de BRAUTSCH e KEW (2002) mostraram que na evaporação em matriz porosa, o vapor acumulado entre a superfície aquecida e o líquido existente no elemento poroso influencia negativamente o processo de transferência de calor, podendo fazer com que o sistema opere no regime de Ebulição em Filme. Dependendo da

orientação do evaporador, a eliminação deste vapor acumulado pode ser facilitada, permitindo assim que o líquido atinja a superfície aquecida mais facilmente, aumentando o fluxo de calor local.

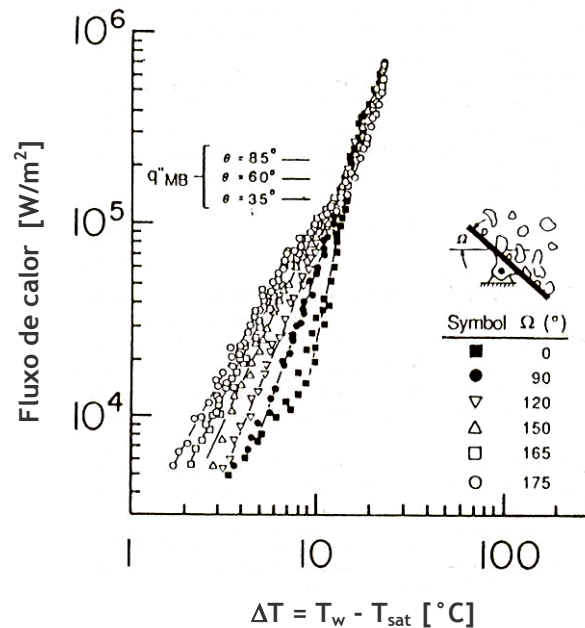


Figura 2.41 - Variação do fluxo de calor em relação à orientação do evaporador (Carey, 1992)

2.3.8 Aletamento

Como explicado anteriormente, o vapor que se acumulado na interface entre a superfície aquecida e a matriz porosa reduz a transferência de calor, elevando portanto as temperaturas do sistema. Uma solução para melhorar a eliminação deste vapor consiste na utilização de aletas na superfície aquecida ou no próprio elemento poroso, as quais formam canais para o transporte do vapor.

MUGHAL e PLUMB (1995) mostraram que a performance do evaporador pode ser substancialmente melhorada através da utilização de canais para a passagem do vapor (Figura 2.42). Eles mostraram que a adição de 7 canais numa matriz porosa plana metálica gerava um aumento de 125% no fluxo de calor na transição entre ebulição nucleada e ebulição em filme. Tal valor aumentava para com a utilização de 15 canais.

Deve-se observar que a adição de aletas representa uma redução da área de contato entre a superfície aquecida e o elemento poroso, devendo-se portanto, buscar um equilíbrio para que as

perdas geradas pela redução da área de troca de calor não sejam superiores aos benefícios trazidos pela eliminação do vapor.

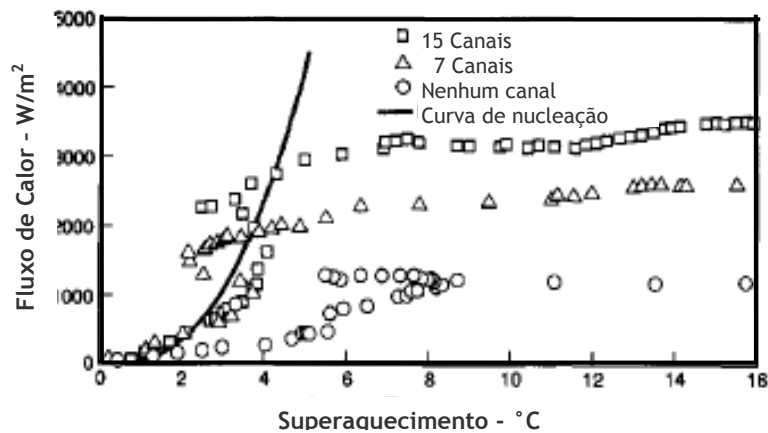


Figura 2.42 - Fluxo de calor em função do número de canais (MUGHAL E PLUMB, 1995)

2.3.9 Gases Incondensáveis

Gases incondensáveis (*NCG - Non Condensable Gases*) são gases indesejáveis presentes no circuito bifásico os quais, nas condições usuais de temperatura e pressão, não podem ser condensados. Ao longo da sua vida útil, o sistema bifásico fica suscetível a presença desses gases, fato que não deve ser ignorado. Estes gases podem ser provenientes de vazamento, no caso de operação com pressões sub-atmosféricas (utilizando água como fluido refrigerante, por exemplo), ou ainda como resultado de reações químicas entre o fluido de trabalho e algum material que compõe o circuito (a água reage com aço inoxidável gerando hidrogênio, por exemplo). Deficiência na limpeza e montagem do circuito também pode ser um fator gerador de incondensáveis. São altamente nocivos à operação dos Heat Pipes convencionais enquanto que os circuitos de CPL e LHP mostram-se mais robustos quanto à sua presença (NIKITKIN et al, 1998).

Nos circuitos CPL, os gases incondensáveis podem se acumular no condensador e no reservatório, serem absorvidos pelo fluido de trabalho e assim circular pelo sistema ou ainda ficarem confinados no elemento poroso.

Quando ficam retidos no condensador, a área disponível para condensação diminui, aumentando a pressão do circuito (HONG et. al, 1991). Por outro lado, quando ficam retidos no elemento poroso, prejudicam o bombeamento do líquido.

Contudo, não importando onde os gases incondensáveis se acumulem, eles invariavelmente elevam a pressão de operação do circuito CPL, levando ao aumento da temperatura de operação do sistema (KU,1999).

O trabalho de NIKITKIN et al (1998) mostrou que os LHP's são praticamente insensíveis à presença de pequenas quantidades de gases incondensáveis. Em grande quantidades, a temperatura de operação e o tempo para inicialização do circuito tornaram-se elevados. Isto porque com o aumento da pressão do circuito, um maior superaquecimento do líquido é exigido para o início do processo de vaporização, aumentando a temperatura e o tempo para atingir tal condição. BAUMANN et al (1998) reportam observações bastante semelhantes às de NIKITKIN et al (1998).

2.3.10 Oscilação na pressão e na temperatura

Dois tipos de instabilidades têm sido freqüentemente observados em experimentos com CPL's e LHP's, sendo eles manifestados na forma de oscilações, uma de alta freqüência (~1Hz) na pressão de bombeamento e outra de baixa freqüência (de 0,003 à 0,005Hz) na temperatura do líquido na entrada do evaporador (MURAOKA, 1998).

KAYA e KU (2000) apresentam resultados de diversos testes realizados num LHP para aplicação terrestre, onde foram observadas oscilações na temperatura. ZHANG (2001) constatou que anomalias na operação da CPL eram causadas por estas oscilações, especialmente quando elas atingiam valores acima da capacidade capilar. A taxa de transferência de calor máxima, neste caso, pode ser reduzida para meros de 10% dos valores de projeto.

O mecanismo de formação destas oscilações não são completamente conhecidos mas alguns trabalhos sugerem que elas são o reflexo da combinação das características dos vários componentes do sistema. Pequenas perturbações no circuito são amplificadas, em menor ou maior grau, pelo reservatório, dependendo principalmente do diâmetro das tubulações do circuito. Para amenizar tais oscilações de pressão, sugere-se que cada sistema seja analisado segundo as teorias de estabilidade hidrodinâmica proposta por MURAOKA (1998). Estudos das oscilações de baixa freqüência indicaram que estas precediam o “dry out”, isto é, o secamento da matriz porosa. Diversos trabalhos citados por MURAOKA (1998) apontaram a formação de bolhas de vapor na entrada do evaporador como a causa destas oscilações.

GONCHAROV et al (1994) realizaram um estudo teórico e experimental das oscilações num LHP. Eles concluíram que alguns tipos de pulsações presentes na linha de líquido funcionam como um mecanismo adicional para o transporte de fluido.

2.4 Limites Operacionais e Modos de Falha

Existem diversos fatores que limitam a operação de sistemas de bombeamento bifásico baseados em estruturas porosas. Entre eles podem ser citados: limite capilar, limite de ebulição, limite sônico, limite de arraste, limite do condensador e choque frio. O limite operacional pode ser qualquer um que venha a ocorrer primeiro, variando com o conceito, tamanho e forma do sistema bifásico, fluido de trabalho, estrutura porosa e temperatura de operação.

O Limite Capilar (*Wicking Limit*) ocorre quando a perda de carga do circuito supera a capacidade capilar do elemento poroso. Nesta condição, a matriz porosa não consegue sustentar a diferença de pressão imposta pela perda de carga, não bombeando a quantidade de líquido compatível com a transferência do calor que está ocorrendo no evaporador. Conseqüentemente, a temperatura do sistema se eleva e, em condições extremas, a matriz porosa seca.

O limite sônico (*Sonic Limit*) está relacionado com a velocidade de escoamento do vapor no evaporador de um Heat Pipe. O evaporador pode ser considerado como um canal com adição de massa (geração de vapor ao longo do duto), sendo que a velocidade aumenta ao longo da seção atingindo um máximo no final desta. A velocidade final não deve exceder portanto a velocidade do som local afim de evitar o aparecimento de ondas de choque. Esta condição representa o Limite Sônico, normalmente associado à Heat Pipes que usam metal líquido como fluido de trabalho devido a sua baixa densidade de vapor.

Também característico do conceito Heat Pipe, o Limite de Arraste (*Entrainment Limit*) está ligado às forças de cisalhamento geradas na interface líquido/vapor do escoamento em contracorrente na seção adiabática. Em altas velocidades relativas, gotas de líquido presentes na interface com o elemento poroso podem ser arrastadas pelo vapor na direção do condensador. Em condição limite, o evaporador pode secar devido a falta de alimentação de líquido. Tal limite não é observado nos conceitos CPL e LHP uma vez que estes utilizam canais separados para o transporte de líquido e vapor.

O condensador de qualquer sistema bifásico deve ser projetado de forma a garantir a condensação e o subresfriamento necessário quando o sistema opera com máxima transferência de calor no evaporador. Em caso contrário, aumentos no fluxo de calor no evaporador serão acompanhados por aumentos na pressão de saturação e na temperatura da superfície aquecida. Nesta condição, apesar de ainda permitir a operacionalidade do sistema, o condensador passa a limitar a eficiência do circuito bifásico, representando um limite operacional.

Um mecanismo de falha conhecido por Choque Frio (*Cold Shock*) pode paralisar o funcionamento da CPL caso o controle de temperatura do reservatório não seja efetivo. O líquido que flui para o interior do reservatório possui uma temperatura inferior a temperatura de saturação no interior deste componente. Este fluxo tende a condensar parte do vapor presente no reservatório, reduzindo a pressão, e admitindo mais líquido subresfriado. Se o controle de temperatura não conseguir manter a temperatura do reservatório, a queda de pressão se distribui pelo circuito, fazendo com que o líquido presente na linha de líquido e na alimentação do elemento poroso possa vir a sofrer uma vaporização repentina. O vapor gerado bloqueia o suprimento de líquido ao elemento poroso interrompendo o processo de bombeamento e levando à falha do sistema (WRENN, 2004).

Capítulo 3

ABORDAGEM EXPERIMENTAL

Neste trabalho utilizou-se uma bancada de testes composta por um circuito CPL, descrito na seção 3.1, e por um calorímetro de ciclo fechado, descrito na seção 3.2. O circuito CPL compreende o sistema passivo de transferência de calor, o qual transfere calor de um bloco de cobre aquecido com resistências elétricas e que simula a superfície quente de uma máquina de refrigeração. Por sua vez, o calorímetro tem a função de medir a taxa de transferência de calor sendo liberada pelo condensador da CPL, possibilitando desta forma, a avaliação da capacidade de transferência de calor do circuito bifásico.

Um esquema da instrumentação identificando os pontos de medição de temperatura e pressão é mostrado na seção 3.3. As variáveis analisadas nos testes e a metodologia de avaliação são descritas na seção 3.4.

3.1 Circuito CPL

O circuito CPL pode ser visto na Figura 3.1, sendo cada componente descrito a seguir.

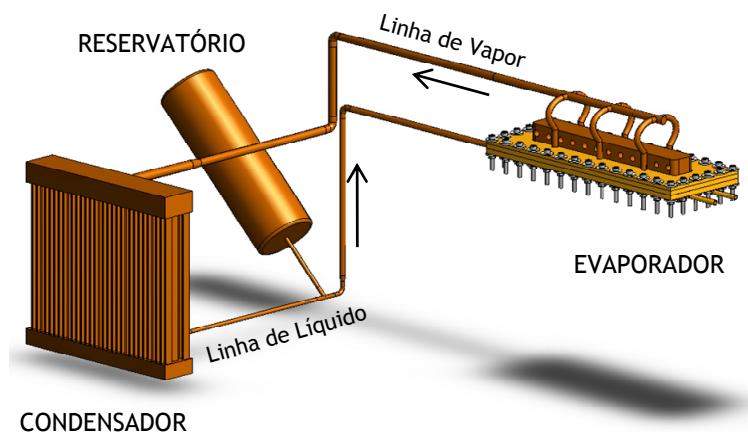


Figura 3.1 - Capillary Pumped Loop - CPL

Na foto da Figura 3.2 o circuito CPL aparece acoplado ao calorímetro. Pode-se visualizar o evaporador, o reservatório e as linhas de vapor e líquido. O condensador se encontra dentro do calorímetro que será discutido adiante.

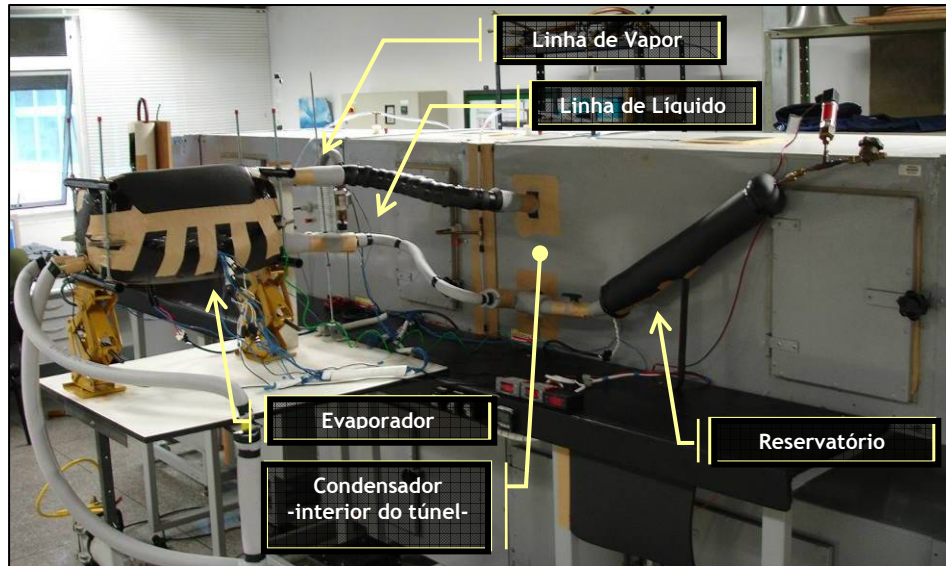


Figura 3.2 - Visão parcial do circuito CPL

3.1.1 Evaporador

O líquido proveniente do condensador chega no evaporador através da linha de líquido e é distribuído sobre a superfície do elemento poroso. Calor é dissipado no Bloco de Aquecimento através de resistências elétricas, numa tentativa de simular a superfície quente de uma máquina de refrigeração. O líquido contido na matriz porosa recebe calor e evapora, sendo o vapor resultante direcionado para o Canal de Vapor. O evaporador é formado por diversas partes sendo estas montadas na sequência indicada na Tabela 7, e fixadas por parafusos (Figura 3.3).

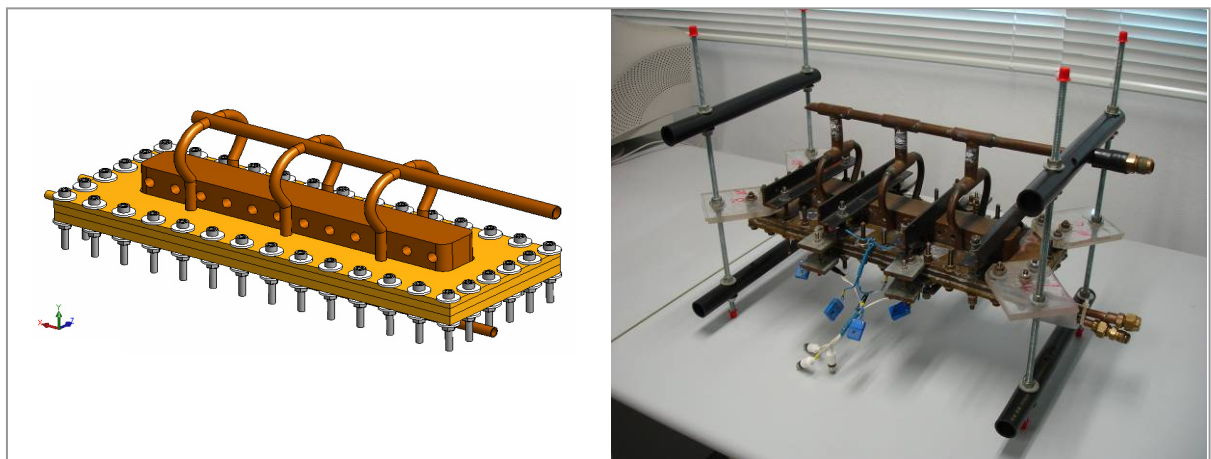
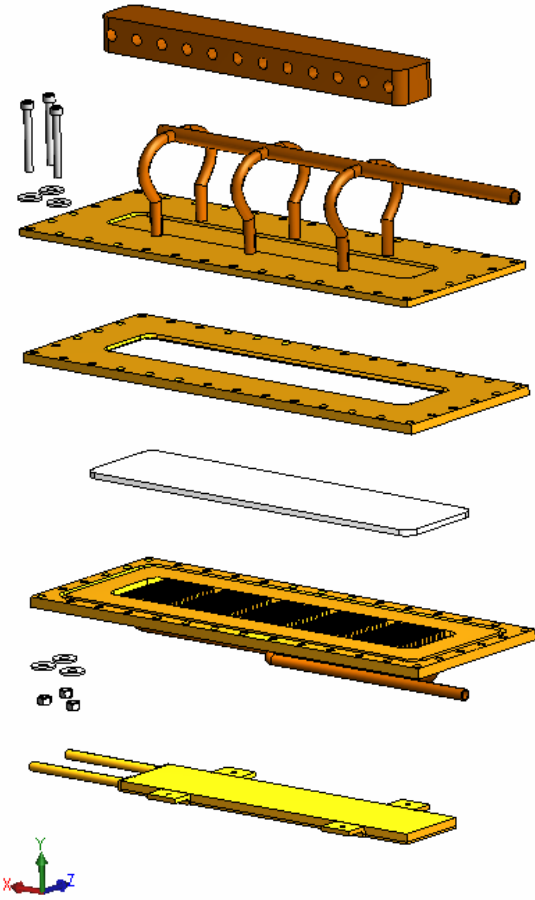


Figura 3.3 - Evaporador da CPL

Tabela 7 - Vista explodida do evaporador

	Componente	Descrição
	- A - Bloco de aquecimento	Simula a superfície quente de uma máquina de refrigeração através do uso de resistências elétricas (12unid)
	- B - Tampa Superior	Lado de vapor (quente). Possui aletas e os canais de vapor
	- C - Suporte do Elemento Poroso	Base para encaixe do elemento poroso. Separa o lado vapor (quente) do lado líquido (frio)
	- D - Elemento Poroso	Responsável pelo bombeamento do fluido
	- E - Tampa Inferior	Lado de Líquido (frio). Possui aletas e canais de líquido. É onde é acoplado o Resfriador.
	- F - Resfriador	Trocador de calor responsável pela assistência no subresfriamento do líquido.

Para garantir a estanqueidade do evaporador, as superfícies de contato do Suporte do Elemento Poroso com as Tampas Superior e Inferior recebem uma camada de silicone resistente a alta temperatura.

O evaporador foi confeccionado em latão, material de fácil usinagem e compatível quimicamente com os fluidos de trabalho utilizados. Os Canais de Líquido e Vapor, em cobre, são soldados à estrutura.

A Figura 3.4 mostra detalhes do evaporador, destacando o aletamento interno, a matriz porosa e os canais de circulação de fluido do resfriador. Suas dimensões, em mm, são mostradas na Figura 3.7. As dimensões são tais que simulam a área de troca de calor disponível numa máquina Stirling de refrigeração, a qual servia de base para as demandas apresentadas ao longo deste trabalho.

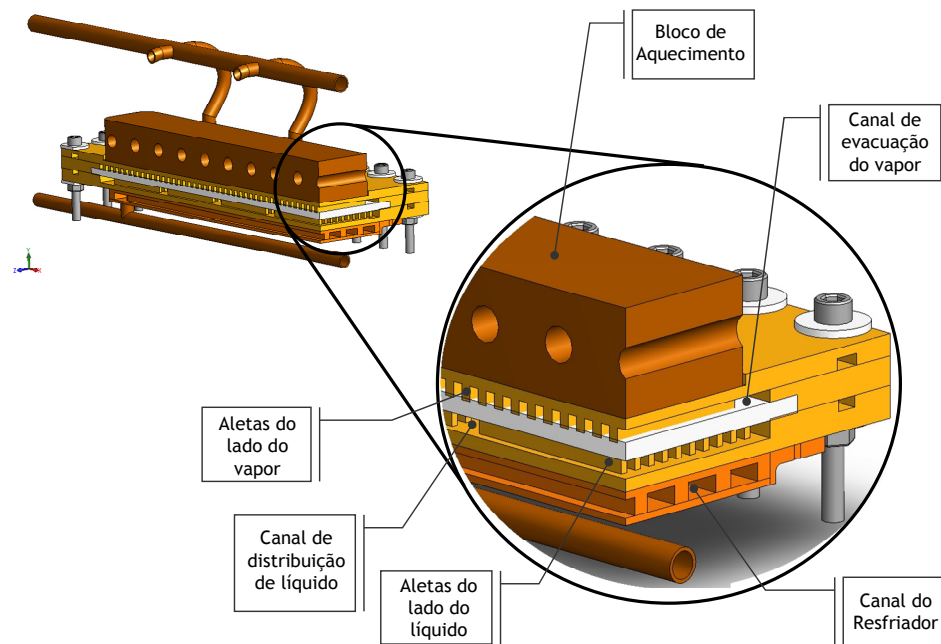


Figura 3.4 - Detalhamento interno do evaporador

O Bloco de Aquecimento foi acoplado à Tampa Superior para simular a superfície quente de uma máquina de refrigeração (Figura 3.5). O bloco foi confeccionado em cobre para facilitar a difusão do calor e nele são acopladas 12 resistências elétricas cilíndricas de 100W (Figura 3.6), totalizando uma taxa de transferência de calor máxima de 1200W.

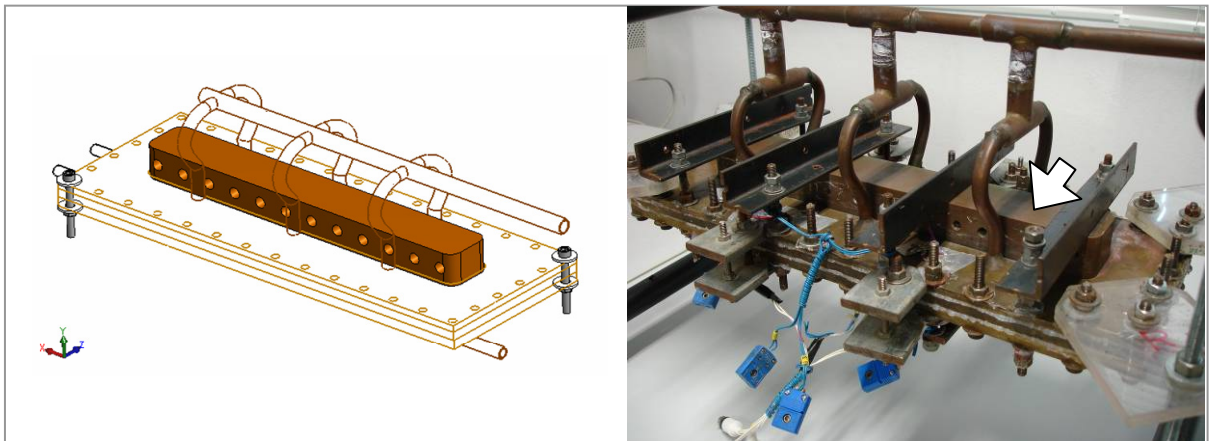


Figura 3.5 - Bloco de Aquecimento acoplado ao evaporador



Figura 3.6 - Resistência elétrica

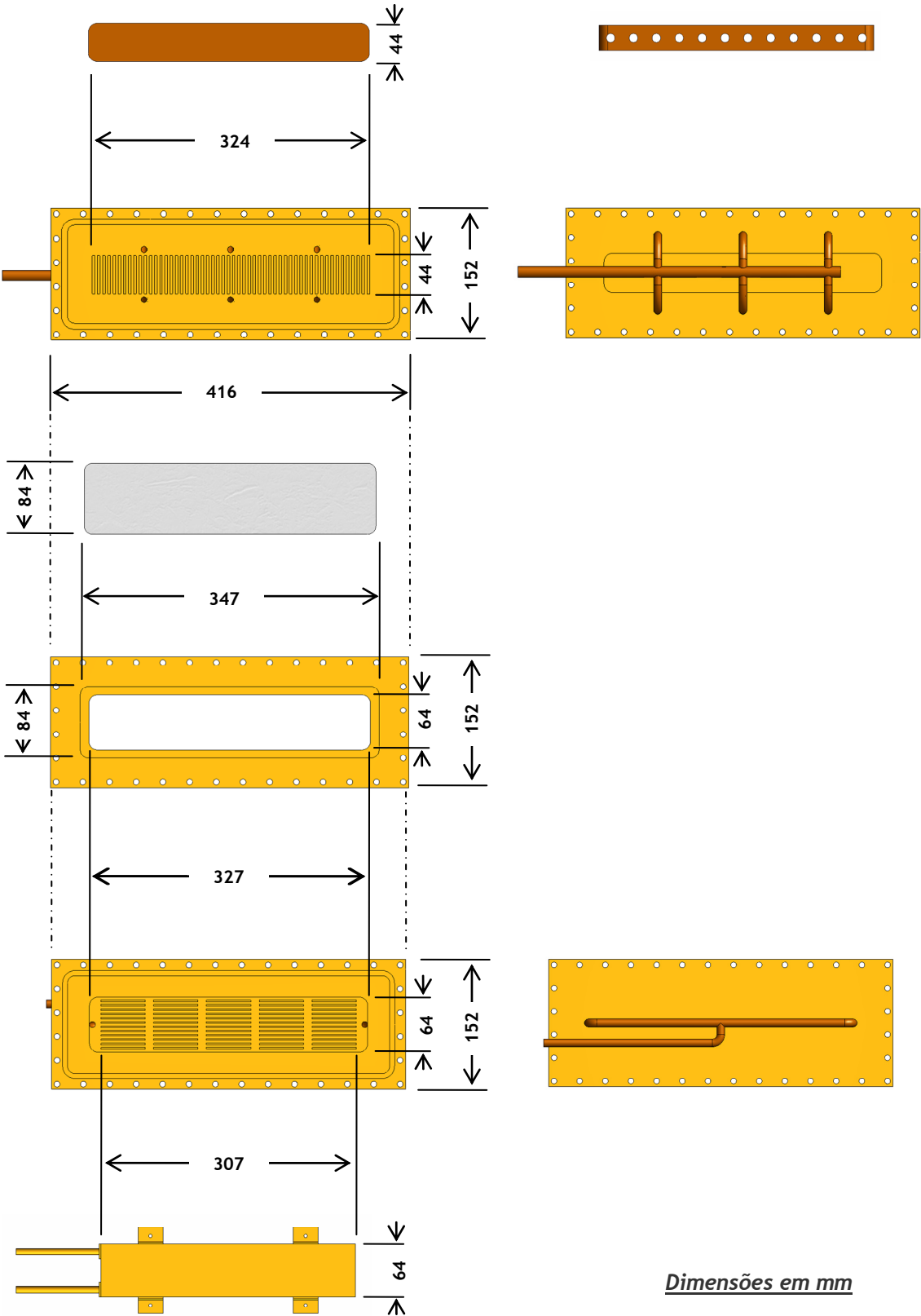


Figura 3.7 - Dimensões e acoplamento das partes do evaporador

Cabe notar que as dimensões (largura e comprimento) do bloco de aquecimento e do conjunto de aletas situadas na Tampa Superior são similares. Como apenas as aletas entram em contato com o elemento poroso, esta região (324mm X 44mm) representa a área disponível para troca de calor, isto é, 142cm^2 . Assim, considerando a potência máxima de 1200W das resistências elétricas, chega-se a um fluxo máximo de calor de $8,4\text{W}/\text{cm}^2$.

O aletamento interno do evaporador, mostrado em detalhes na Figura 3.8, tem duas funções: (i) intensificar a transferência de calor entre as paredes (quente e fria) e o fluido e (ii) formar canais para distribuição do líquido e eliminação do vapor.

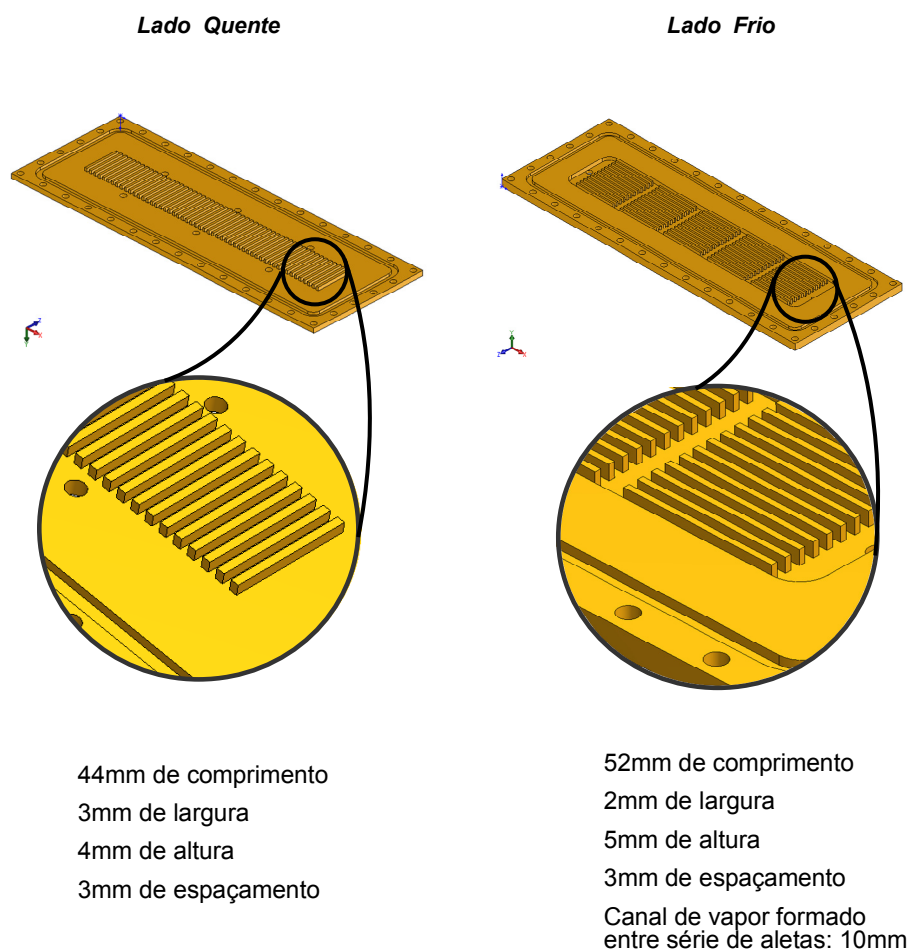


Figura 3.8 - Aletamento

A pressão de contato entre o elemento poroso e o aletamento do lado do vapor é uniforme havendo, inclusive, uma leve penetração das aletas na matriz porosa. Isto melhora o processo de transferência do calor do bloco de aquecimento para o líquido no elemento poroso graças à redução da resistência de contato o que intensifica o processo de vaporização

(KHRUSTALEV e FAGHRI, 1996). Os trabalhos de BRAUTSCH e KEW (2002), LIAO e ZHAO (1999) e SCHLITT (1995) mostram que a adoção de aletas, apesar de reduzir da área de contato da superfície aquecida com a matriz porosa, aumenta a taxa de transferência de calor pela maior facilidade na eliminação do vapor.

Por sua vez, o aletamento do lado do líquido gera canais de distribuição, além de auxiliar na troca de calor com o resfriador para mantê-lo subresfriado na entrada do elemento poroso. O subresfriamento é mantido acoplando-se externamente à tampa do lado do líquido um resfriador, como mostra a Figura 3.9.

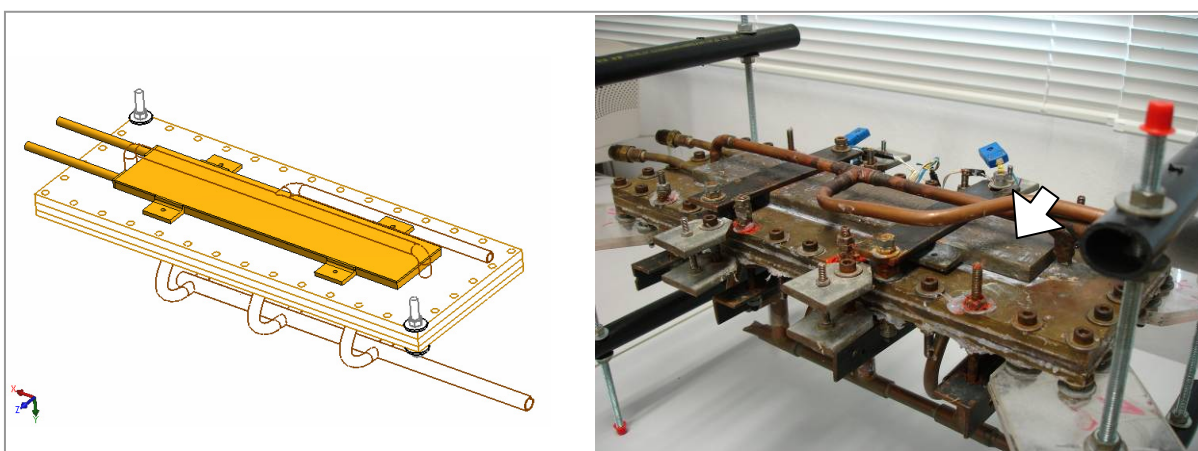


Figura 3.9 - Resfriador acoplado ao Evaporador

Neste resfriador circula água, cuja temperatura e vazão são controladas por um banho termostático. É necessário enfatizar que é o condensador o responsável em gerar o subresfriamento necessário para evitar a vaporização do líquido devido a perda de carga na linha de líquido e para compensar a transferência de calor através do elemento poroso. Porém, neste trabalho em particular, calor é também conduzido pela estrutura do evaporador, provocando o aquecimento do líquido presente na alimentação do elemento poroso e que não pode ser compensado pela ação do condensador. É este calor parasita que é absorvido pelo resfriador. Tal problema aparece minimizado em sistemas que usam evaporadores cilíndricos onde o fluxo de calor é radial, existindo portanto menor contato físico (o principal é através do elemento poroso) entre os lados de vapor e líquido (Figura 3.10).

A capacidade do resfriador é regulada de forma a manter a temperatura inferior do evaporador igual à temperatura de saída do condensador, ou seja, sem gerar subresfriamento.

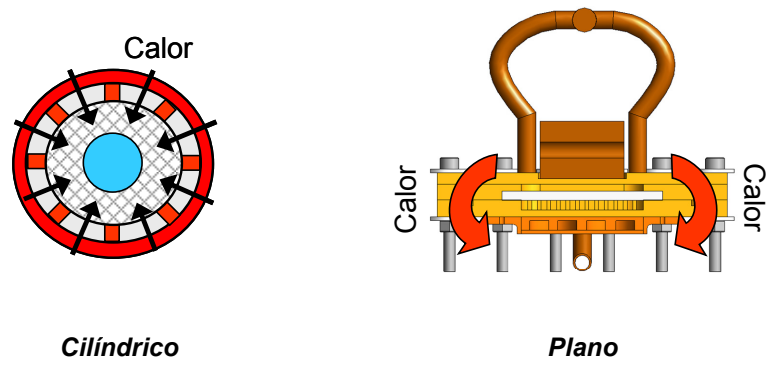


Figura 3.10 - Geometria plana e cilíndrica para o evaporador

Uma forma de amenizar tal problema consiste na fabricação do suporte do elemento poroso com material de baixa condutividade térmica. Testes foram realizados comparando o Policarbonato ($k=0,21\text{W/mK}$), e o latão ($k=113\text{W/mK}$), observando-se uma queda considerável da taxa de transferência de calor parasita. A Figura 3.11 mostra o suporte confeccionado com ambos os materiais.

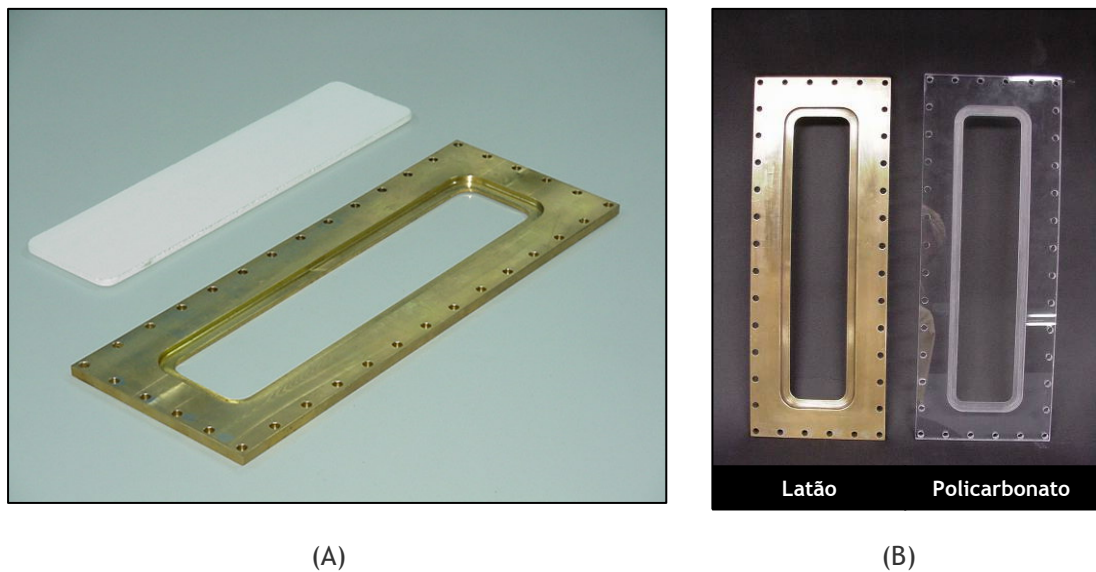


Figura 3.11 - Suporte do Elemento poroso confeccionado com diferentes materiais

Para computar a parcela de taxa de transferência de calor aplicado no bloco de aquecimento que é transferido ao banho termostático procede-se de duas formas: (i) balanço de energia no circuito de água do resfriador; (ii) utilização de transdutores de fluxo de calor entre o evaporador e o resfriador (Figura 3.12).

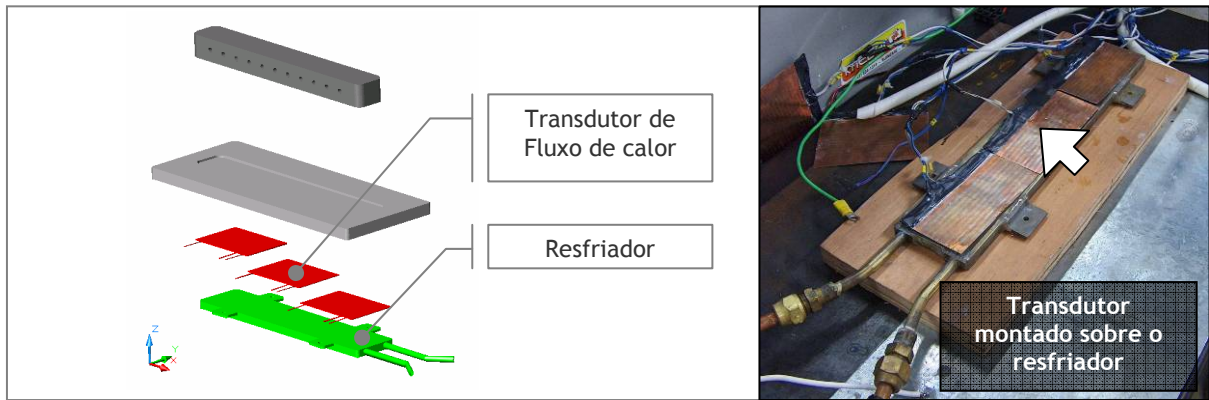


Figura 3.12 - Transdutores de fluxo de calor aplicados no resfriador

Deve-se tomar cuidado especial com o acoplamento do Bloco de Aquecimento e do Resfriador no Evaporador para evitar variações na resistência de contato ao longo dos diferentes testes. Como o evaporador precisa ser aberto para substituição do elemento poroso, optou-se pelo acoplamento fixo do Bloco de Aquecimento e Resfriador através de parafusos fixos. Parafusos móveis complementam o fechamento do evaporador (Figura 3.13). Caso ocorressem variações na resistência de contato, os resultados dos testes não seriam comparáveis uma vez que a resistência térmica, e conseqüentemente a transferência de calor, seriam afetadas. Portanto, todos os testes executados compreenderam a mesma pressão de contato para estas peças.

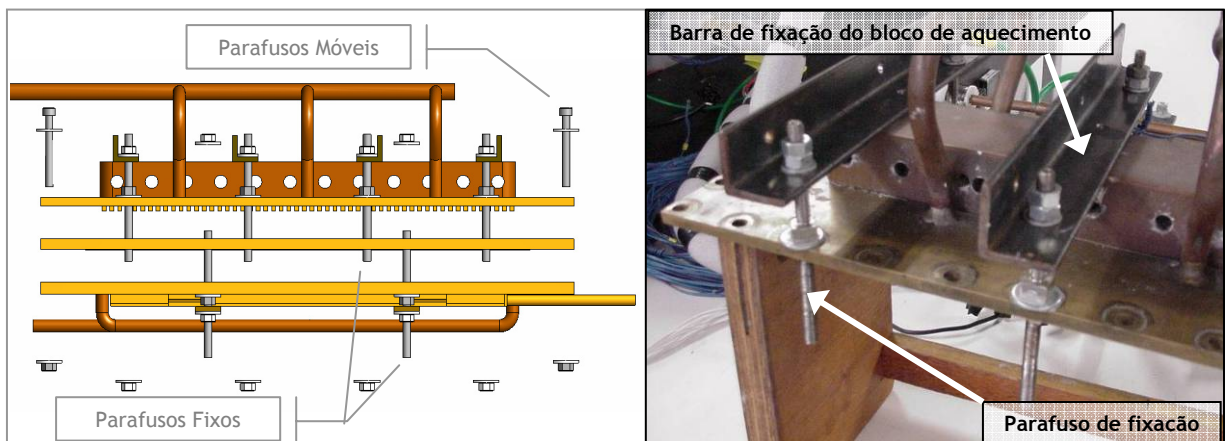
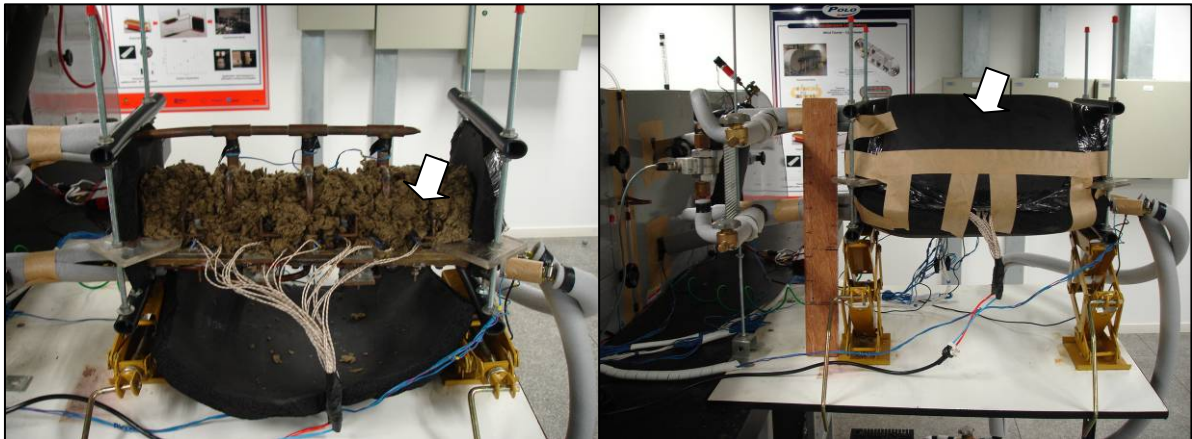


Figura 3.13 -Fixação do Bloco de Aquecimento e Resfriador

Todos os componentes do circuito CPL foram isolados termicamente, com exceção do condensador, que é acoplado ao calorímetro. O evaporador foi isolado com lã de rocha sobre o bloco de aquecimento e manta isotérmica revestindo demais áreas expostas da peça (Figura 3.14). A tubulação foi isolada com isotubo.



Lã de rocha

Manta Isotérmica

Figura 3.14 - Isolamento térmico do evaporador

3.1.2 Elemento Poroso

Como elemento poroso, foram utilizadas placas porosas retangulares de Polietileno (*UHMW - Ultra-High Molecular Weight*), o qual possui baixa condutividade térmica ($\approx 0,33 \text{ W/mK}$) (Figura 3.15).

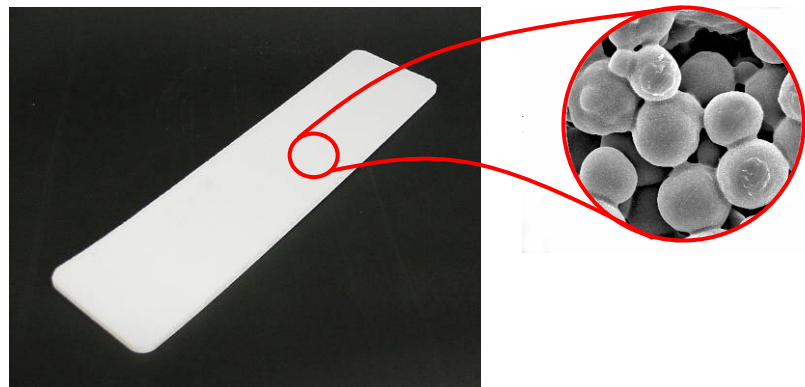


Figura 3.15 - Elemento poroso retangular

Outros fatores como não oxidar quando em contato com o fluido de trabalho utilizado, possibilidade de obtenção de amostras com pequenos diâmetros de poro e facilidade de fornecimento foram também levados em consideração.

Foram testadas 4 configurações diferentes, com variação na espessura e no tamanho de poro, sendo adquiridas da empresa Interstate Specialty Products. O teste de Porosimetria por Intrusão de Mercúrio foi utilizado para medir o diâmetro de poro e a porosidade (Tabela 8).

Tabela 8 - Configurações dos elementos porosos empregados nos testes

<i>Configuração</i>	<i>Diâmetro de poro - microns -</i>	<i>Porosidade - % -</i>	<i>Espessura - mm -</i>	<i>Afinidade com água</i>
4902	51,95 \cong 50	53,37	6,35 \cong 6	Hidrofílico
4925	38,10 \cong 40	44,99	3,17 \cong 3	Hidrofóbico
4930	38,10 \cong 40	44,99	6,35 \cong 6	Hidrofóbico
9948	9,61 \cong 10	49,45	3,17 \cong 3	Hidrofóbico

3.1.3 Fluido de Trabalho

Considerando as exigências para o lado quente do sistema de refrigeração, optou-se por utilizar Etanol Absoluto 99,3% (C_2H_5OH) e Água Deionizada. Devido à dificuldade na obtenção de matrizes porosas hidrofílicas, o Etanol (compatível com o polietileno) foi utilizado como fluido base e a água em apenas alguns testes comparativos.

No caso da água, foi utilizada a deionizada para amenizar a ação química e a conseqüente geração de borras no circuito CPL. O processo de deionização elimina os íons dispersos responsáveis pelas reações químicas como sódio, cálcio, ferro, cobre, cloretos e brometos porém ainda mantendo outros tipos de impurezas não iônicas como compostos orgânicos.

3.1.4 Condensador

Foram utilizadas duas configurações de condensador ao longo dos testes, as quais diferiam no volume interno. As amostras constituídas por dois distribuidores, um superior e outro inferior, unidos por tubos achatados e aletados (Figura 3.16).

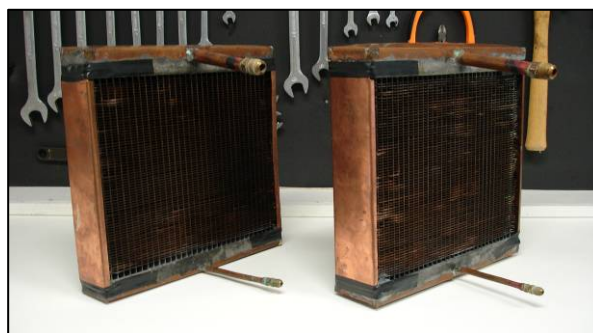


Figura 3.16 - Condensadores

Os primeiros testes foram realizados com um condensador com 4 fileiras de tubos (1700ml), o qual se mostrou superdimensionado para a aplicação em questão. Posteriormente passou-se a utilizar um modelo com apenas 2 fileiras de tubos (1000ml).

3.1.5 Reservatório

O reservatório foi conectado na metade do comprimento total da linha de líquido, sendo adotada uma resistência elétrica controlada por um PID como forma de controle ativo da temperatura do sistema (Figura 3.17). Esta resistência elétrica era revestida com uma capa de silicone para evitar interferências no sistema de aquisição de dados.

Como regra para o dimensionamento do reservatório em aplicações terrestres, o seu volume deve ser tal que, durante o processo de inicialização, o líquido deslocado de seu interior deve atingir o evaporador de forma a inundar a matriz porosa. Contudo, deve-se adicionalmente considerar a sua influência no regime de operação do sistema (ver seção 2.3.4). Para este protótipo, optou-se por um reservatório com volume interno de 1000ml.

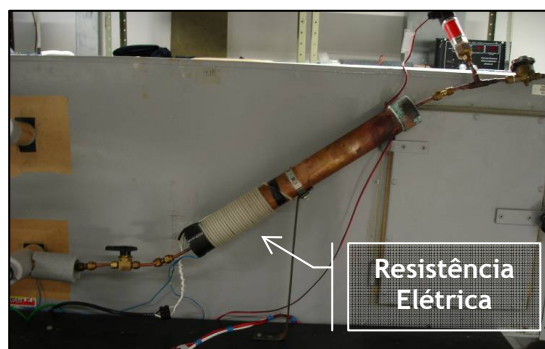


Figura 3.17 - Reservatório

Com o intuito de controlar eventuais oscilações de pressão no circuito, foi prevista uma válvula de controle na linha de ligação entre o reservatório e a linha de líquido (Figura 3.18).

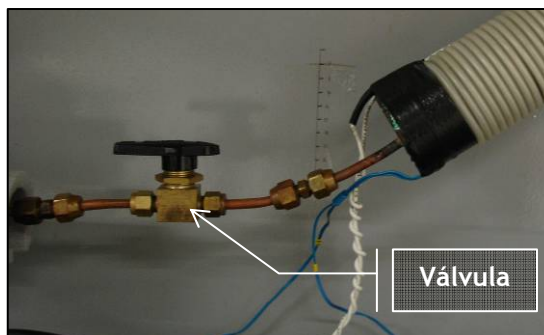


Figura 3.18 - Válvula de controle de fluxo do reservatório

3.1.6 Linhas de transporte de fluido

Foram empregadas tubulações de cobre, com diâmetros de 3/4" e 3/8", respectivamente nas linhas de vapor e líquido. Ambas medem 170cm de comprimento. O reservatório é ligado ao circuito através uma tubulação de 1/4" com 20cm de comprimento.

3.1.7 Volume interno do circuito

Somando o volume interno de todos os componentes que compõem o circuito CPL, chega-se à um total de 2500ml à 3300ml, dependendo do modelo de condensador usado.

O volume interno do circuito é um dos parâmetros que define a carga de fluido de trabalho. A variação da carga influi no ponto de mudança do regime de Condutância Variável para o de Condutância Fixa. Ainda, uma deficiência na carga de fluido pode fazer com que o reservatório não forneça líquido suficiente para inundar a matriz porosa durante a inicialização do sistema.

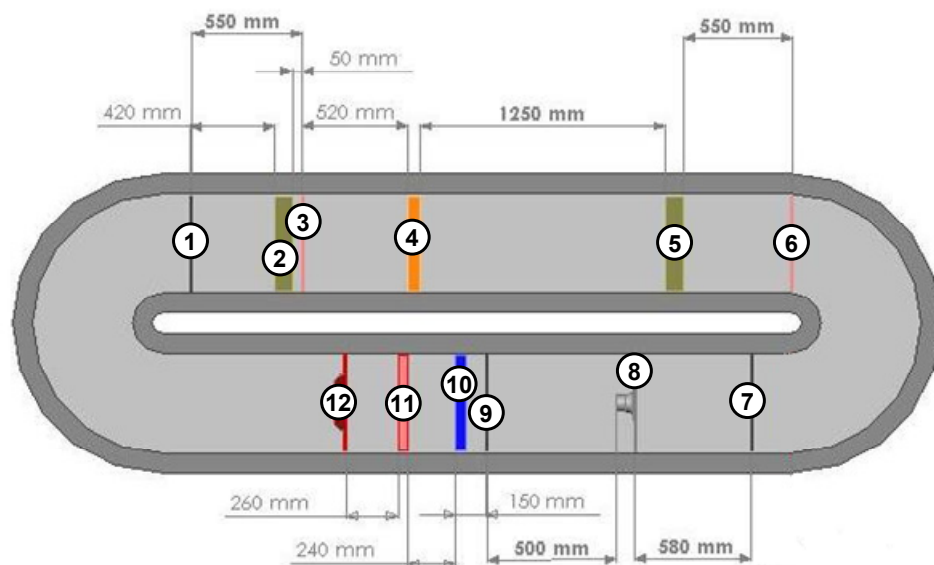
3.2 Calorímetro

O calorímetro é um túnel de vento isolado termicamente, com controle da temperatura e da vazão de ar em circulação (Figura 3.19). Foi dimensionado com base numa taxa de transferência de calor de 1200W. Os equipamentos foram especificados de acordo com as normas ANSI/ASHRAE 41.2-1987 (RA 92), ANSI/ASHRAE 37-1988 e ARI Standard 410 - 2001.

O funcionamento do túnel pode ser descrito com base na Figura 3.20. Partindo do ventilador (12), o ar passa por uma seção de medição de temperatura (3) após passar por uniformizadores de velocidade (1) e de temperatura (2). Em seguida, o ar passa pelo condensador da CPL em teste (4), onde ganha calor e conseqüentemente aumenta a sua temperatura que é medida na seção (6) após passar pelo uniformizador de temperatura (5). Antes de passar pelo bocal de medição de vazão (8) o ar passa por uniformizadores de velocidade (7). Após o bocal, o ar passa sucessivamente por um uniformizador de velocidade (9), por um evaporador (10) para corrigir sua temperatura e por uma bateria de resistências elétricas (11) para ajuste fino de temperatura. O ciclo se fecha com o retorno do ar ao ventilador (12). As dimensões do calorímetro são também apresentadas na Figura 3.20.



Figura 3.19 - Calorímetro



- | | |
|----------------------------------|---|
| 1 - Uniformizador de Velocidade | 7 - Uniformizador de velocidade |
| 2 - Uniformizador de Temperatura | 8 - Bocal |
| 3 - Medição de Temperatura | 9 - Uniformizador de velocidade |
| 4 - Condensador da CPL em teste | 10 - Resfriador (unidade de refrigeração) |
| 5 - Uniformizador de Temperatura | 11 - Resistências |
| 6 - Medição de Temperatura | 12 - Ventilador |

Figura 3.20 - Distribuição dos componentes no calorímetro e dimensões

O calorímetro permite submeter o condensador à diferentes condições de operação, com a temperatura e fluxo de ar podendo ser ajustados de forma a melhor simular as condições ambientes requisitadas. A taxa de transferência de calor é obtida através de um balanço de energia no lado do ar,

$$\dot{Q} = \rho V \cdot C_p \cdot (T_{ar.saida} - T_{ar.entrada}) \quad 3.1$$

\dot{Q} - Taxa de transferência de calor [W]

ρ - Densidade do ar [kg/m³]

V - Vazão [m³/s]

C_p - Calor específico [J/kg °C]

$T_{ar.entrada}$ - Temperatura à montante do condensador [°C]

$T_{ar.saida}$ - Temperatura à jusante do condensador [°C]

Deve-se mencionar que a utilização pura e simples da eq. 3.1 levaria a resultados errôneos pois o túnel, apesar de isolado, possui uma área superficial considerável o que exige um processo de calibração específico, descrito no Apêndice C.

3.2.1 Faixa de Operação

A faixa de operação do calorímetro depende da vazão e da diferença de temperatura do ar através do condensador, cujos valores são definidos por norma.

O condensador empregado possui uma área de face $A_{cond} = 0.240 \cdot 0.305 = 0,0732m^2$. A norma ARI Standard 401-2001 recomenda velocidades de face no trocador (V_{face}) entre 1m/s e 4m/s. Dos limites de velocidade e da área de face do condensador, pode-se obter a faixa de vazão correspondente: 263 m³/h a 1054 m³/h. Dessa faixa de vazão e considerando que a diferença de temperatura deve se situar entre 3°C e 12°C, obtém-se uma faixa de 430W a 6886W que corresponde a capacidade teórica do calorímetro. Na prática, os equipamentos responsáveis pelo condicionamento do ar circulante limitarão a operação do calorímetro a até 3000W.

3.2.2 Componentes

Os componentes do calorímetro foram dimensionados de forma a assegurar a sua operacionalidade à até aproximadamente 1600W. A seguir são apresentados maiores detalhes sobre cada componente.

3.2.2.1 *Seções de medição de temperatura*

A temperatura do ar à montante ($T_{ar.entrada}$) e à jusante ($T_{ar.saida}$) do condensador é medida através de um conjunto de 9 termopares (3 linhas X 3 colunas). Os conjuntos de termopares são montados entre duas camadas de feltro para melhorar distribuição de temperatura na seção de medição. A Figura 3.21 mostra a grade de termopares empregada.

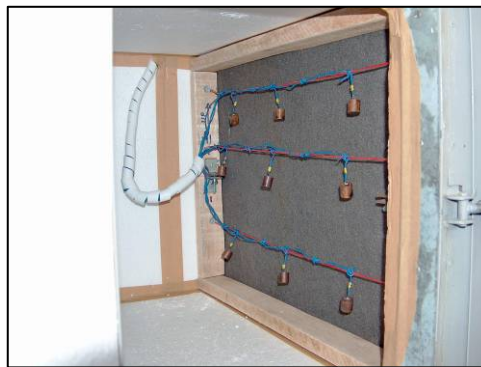


Figura 3.21 - Seção de medição de temperatura

3.2.2.2 *Uniformizador de Temperatura*

O calor dissipado no condensador provoca uma estratificação de temperatura nas seções de medição. Para minimizar este efeito, a norma ANSI/ASHRAE 41.2-1987 (RA 92) sugere a adoção de uniformizadores de temperatura (Figura 3.22).

Inicialmente os uniformizadores foram confeccionados em aço. Isso aumentou consideravelmente a inércia térmica além de intensificar as perdas de calor através do túnel. Optou-se portanto por construir tais componentes em madeira, o que atenuou consideravelmente os problemas mencionados.

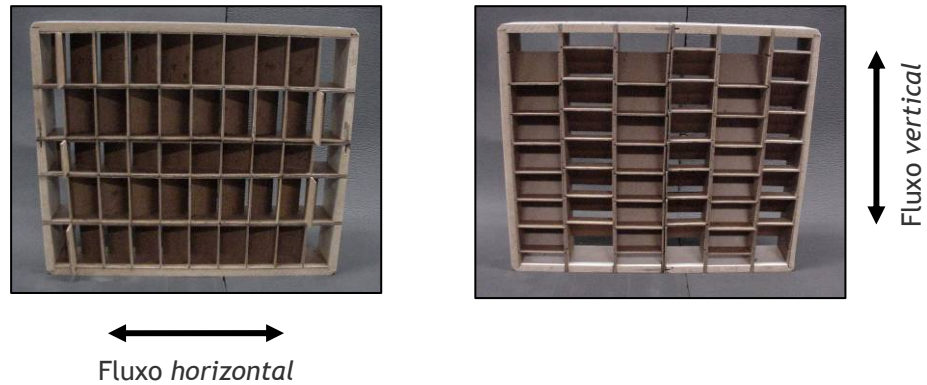


Figura 3.22 - Uniformizadores de Temperatura com fluxo horizontal e vertical

Adicionalmente, decidiu-se pela utilização de dois uniformizadores, um na vertical - proposto em norma - e outro na horizontal, como forma de homogeneizar ainda mais a distribuição de temperatura.

3.2.2.3 Uniformizador de Velocidade

O uniformizador de velocidade consiste numa placa metálica perfurada com uma área livre de 50% a 60%, conforme especificações da norma ANSI/ASHRAE 41.2-1987 (RA 92).

3.2.2.4 Evaporador

O evaporador, com uma capacidade de refrigeração aproximadamente de 1600W, foi acoplado à uma unidade condensadora modelo UT 6222E Embraco. Tal equipamento permite a redução da temperatura do fluxo de ar, absorvendo o calor dissipado no condensador da CPL.

3.2.2.5 Resistências Elétricas

As resistências elétricas também com uma potência nominal de 3000W, são responsáveis pelo ajuste fino da temperatura do ar na entrada do condensador da CPL.

3.2.2.6 Bocal

O bocal é utilizado na determinação da vazão de ar no túnel (Figura 3.23). Segundo a Norma ANSI/ASHRAE 41.2-1987 (RA 92), a velocidade na “garganta” do bocal deve situar-se na faixa de

15m/s a 35m/s. Além dos limites de velocidade, a norma também estabelece que a perda de carga deve ser inferior a 500Pa. Tais restrições são definidas para evitar os efeitos da compressibilidade do ar.



Figura 3.23 - Bocal

A partir do diâmetro do bocal, calcula-se a área, a vazão e a perda de carga gerada pelo escoamento de ar para as velocidades limites de 15m/s e 35m/s. A Figura 3.24 mostra a velocidade e a perda de carga para um bocal de 3". Nota-se que sua velocidade de 35m/s, a perda de carga na garganta extrapola em muito o valor máximo de 500Pa. Isso mostra que a utilização de um único bocal de 3" limitaria muito a vazão máxima possível de ser obtida com o túnel de vento.

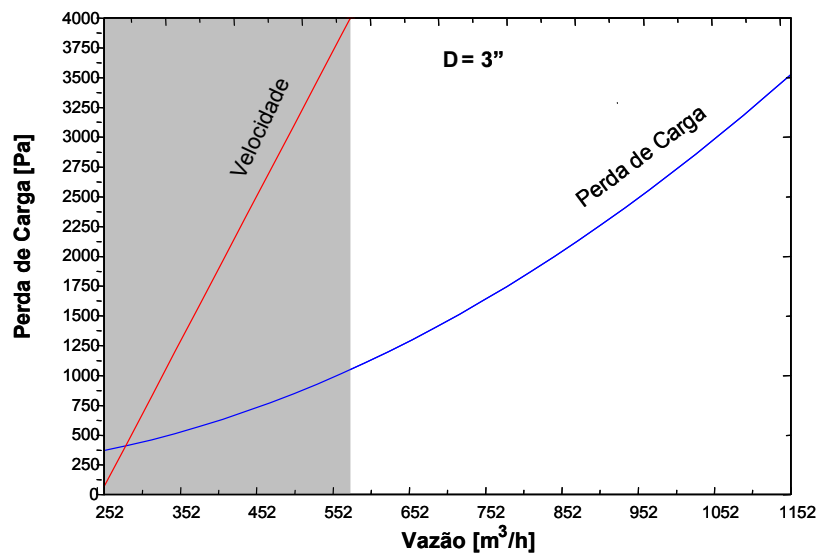


Figura 3.24 - Perda de Carga e Velocidade na “garganta” em função da vazão

Para resolver este problema utiliza-se um conjunto de bocais os quais devem ser selecionados com base na vazão de ar em circulação. Através da troca dos bocais consegue-se, portanto, varrer uma ampla faixa de vazão atendendo os requisitos da norma pertinente. A Figura 3.25 mostra os diferentes bocais com as suas respectivas faixas de utilização.

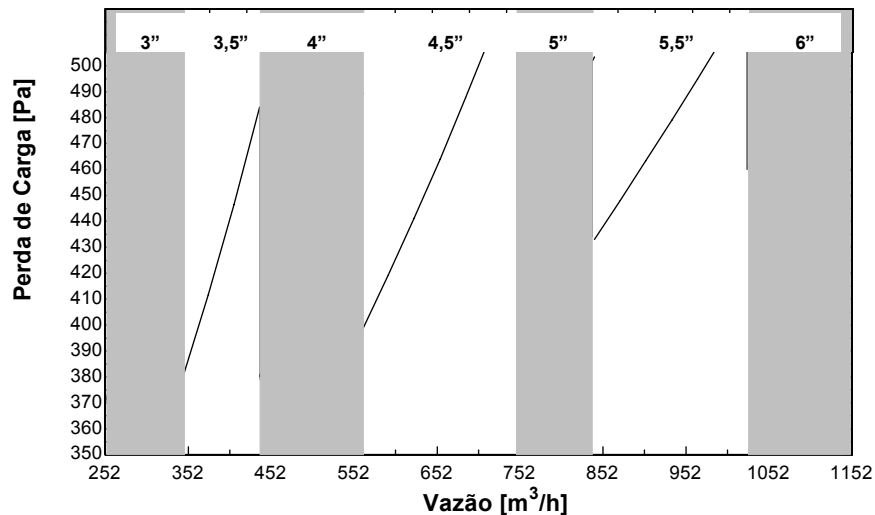


Figura 3.25 - Diâmetro do bocal vs. Faixa de vazão

3.2.2.7 Ventilador

O ventilador selecionado para atender o túnel foi o modelo Ziehl-Abegg RH28M 2DK.3F-1R. Sua rotação foi controlada por um inversor de frequência WEG CFW08. Deve-se mencionar que o conjunto foi alimentado via filtro de linha trifásico como forma de eliminar as interferências na rede elétrica que vêm a gerar ruídos na aquisição de dados.

3.3 Aquisição de dados

Para aquisição dos dados é utilizado um sistema da National Instruments SCXI-1000 com módulos NI SCXI-1102, NI SCXI-1161, NI SCXI-1180, terminal block NI SCXI 1302 e NI SCXI 1303 em conjunto com o software LabView. Tal sistema permite não apenas fazer a aquisição dos dados de temperatura e pressão mas também o controle da rotação do ventilador - através da interface com o inversor de frequência - assim como o controle da segurança da bancada quanto à excessos de temperatura - acionamento de contactoras. Os dados foram coletados a cada 3 segundos, mostrados no vídeo para o controle de operação do sistema (Figura 3.26) e salvos em arquivo para posterior análise e processamento.

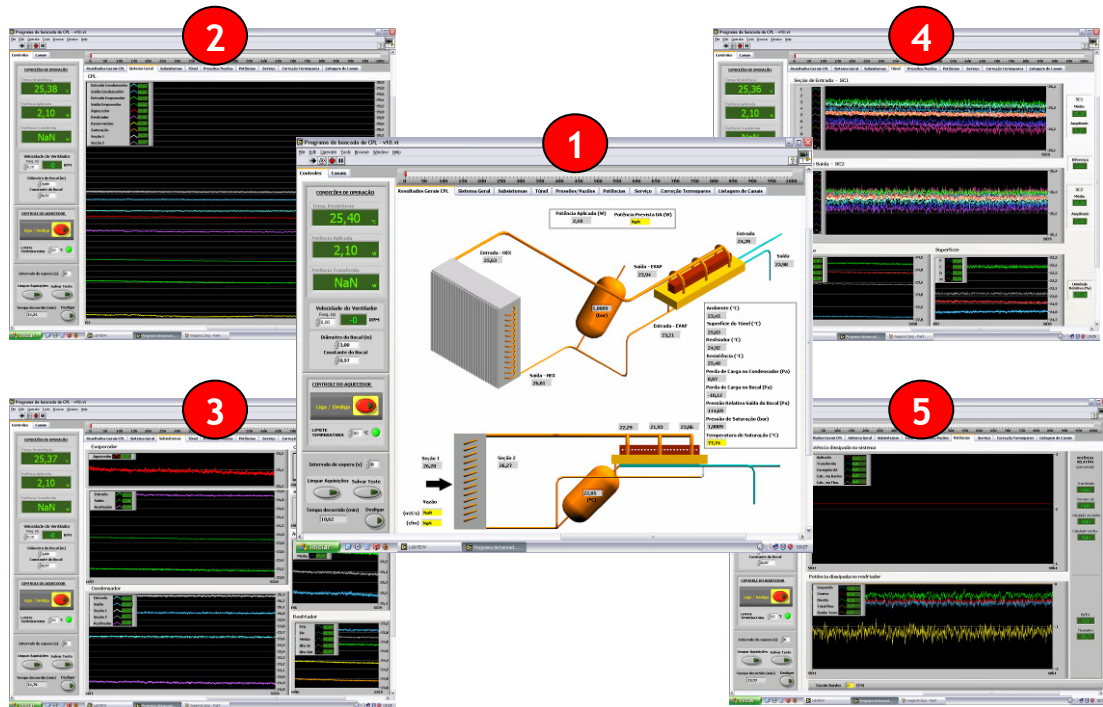


Figura 3.26 - Telas do programa LabView

3.3.1 Propriedades, instrumentos e pontos de medição

A Figura 3.27 identifica os diversos pontos de medição de temperatura e pressão distribuídos na bancada de testes. A descrição destes pontos é apresentada na Tabela 9.

Todos os termopares são do tipo “T” (Cobre-Constantan) calibrados *in loco* seguindo procedimento descrito no Apêndice E.

Os transdutores de pressão diferencial utilizados no bocal, condensador e entre os ambientes interno e externo são respectivamente dos modelos DWYER 607-4 (0-500Pa), DWYER 607-2 (0-127Pa) e DWYER 607-7 (0-1250Pa).

O transdutor de pressão absoluta instalado no reservatório é do modelo Danfoss MBS33 (0-1bar). Finalmente, o transdutor de pressão diferencial instalado nas linhas de líquido e vapor é do modelo HBM PD1 (0-1bar). Tais transdutores são mostrados na Figura 3.28.

A taxa de transferência de calor das resistências elétricas acopladas ao bloco de aquecimento é avaliada por um transdutor de potência modelo Yokogawa 2285-13 (0-1000W).

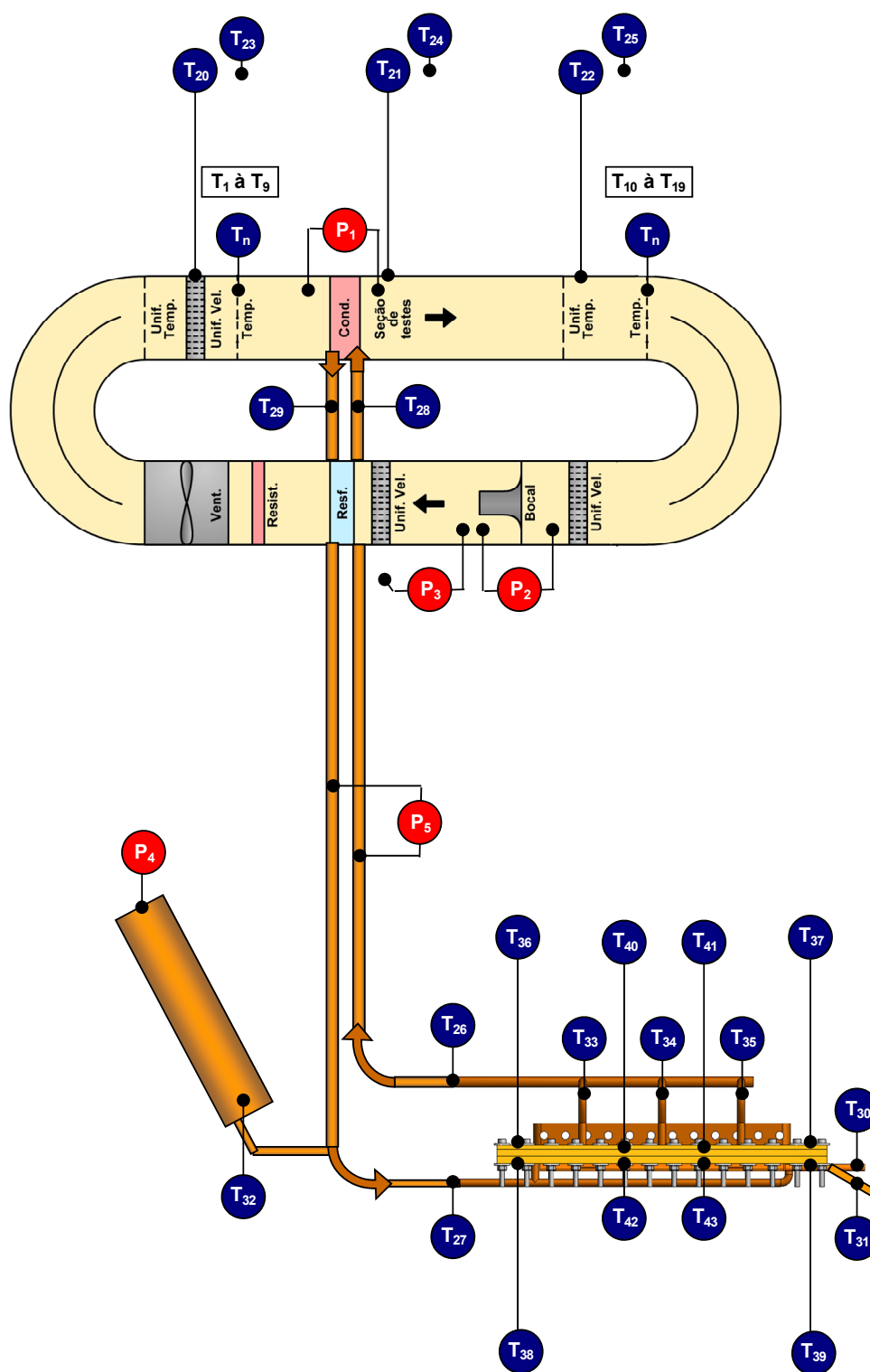


Figura 3.27 - Disposição dos pontos de medição de temperatura e pressão

Tabela 9 - Descrição dos pontos de medição de temperatura e pressão

<i>Dispositivo</i>	<i>Descrição</i>
P ₁	Diferença de pressão no condensador
P ₂	Diferença de pressão no bocal
P ₃	Diferença de pressão entre o ar interno ao túnel e o ar ambiente
P ₄	Pressão de saturação do fluido de trabalho da CPL
P ₅	Diferença de pressão das linhas de líquido e vapor
T ₁ à T ₉	Temperatura do ar à montante do condensador
T ₁₀ à T ₁₉	Temperatura do ar à jusante do condensador
T ₂₀ T ₂₁ T ₂₂	Temperatura da superfície externa do túnel
T ₂₃ T ₂₄ T ₂₅	Temperatura ambiente
T ₂₆	Temperatura do vapor na saída do evaporador da CPL
T ₂₇	Temperatura do líquido na entrada do evaporador da CPL
T ₂₈	Temperatura do vapor na entrada do condensador da CPL
T ₂₉	Temperatura do líquido na saída do condensador da CPL
T ₃₀	Temperatura da água na entrada do resfriador
T ₃₁	Temperatura da água na saída do resfriador
T ₃₂	Temperatura do reservatório
T ₃₃ T ₃₄ T ₃₅	Temperatura do vapor nos dutos do coletor de saída no evaporador da CPL
T ₃₆ T ₃₇ T ₃₈ T ₃₉	Temperatura na superfície do evaporador da CPL
T ₄₀ T ₄₁	Temperatura na interface bloco de aquecimento/evaporador da CPL
T ₄₂ T ₄₃	Temperatura na interface resfriador/evaporador da CPL

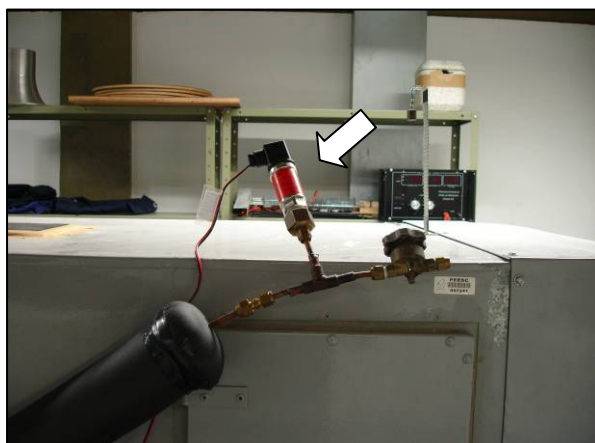
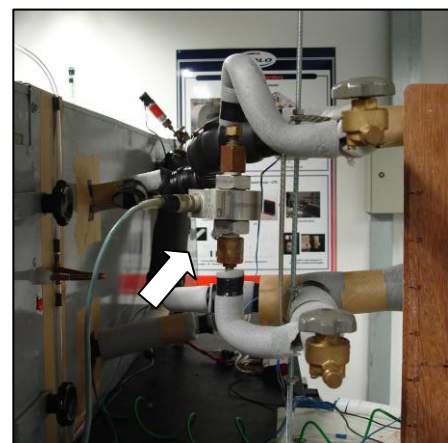
Transdutor de Pressão Absoluta
no reservatórioTransdutor de Pressão Diferencial
entre as linhas de líquido e vapor

Figura 3.28 - Transdutores de Pressão

3.4 Variáveis independentes e metodologia de teste

Os testes têm por objetivo identificar as características de funcionamento de um circuito CPL sob condições de operação específicas do setor da refrigeração. Para tanto, diferentes configurações do circuito, fluidos de trabalho e parâmetros da matriz porosa foram avaliadas.

3.4.1 Variáveis independentes

Os parâmetros considerados em testes encontram-se relacionados a seguir:

- Tamanho de poro do elemento poroso
- Espessura do elemento poroso
- Matrizes híbridas
- Fluido de trabalho
- Desnível entre evaporador e condensador
- Temperatura de saturação (do reservatório)
- Temperatura do ar na entrada do condensador
- Subresfriamento
- Tipo do material usado na confecção do suporte da matriz porosa

Foram utilizadas quatro diferentes configurações de elemento poroso, as quais são apresentadas na Tabela 8. Como o evaporador permite a montagem de um par de elementos porosos, alguns testes foram realizados com uma configuração mista, como ilustrado na Figura 3.29.

Os fluidos de trabalho utilizados foram o álcool etílico absoluto (99,3%) e a água, como já mencionado anteriormente.



Figura 3.29 - Disposição dos elementos porosos no evaporador

Como a transferência de calor do lado quente (vapor) para o lado frio (líquido) do evaporador diminui a eficiência e até impede a operação deste tipo de sistema, testes foram também realizados com suporte do elemento poroso confeccionado em policarbonato, material de baixa condutividade térmica.

Testes foram também realizados prevendo-se desníveis entre o evaporador e o condensador de 10, 20 e 25cm, como ilustrado na Figura 3.30.

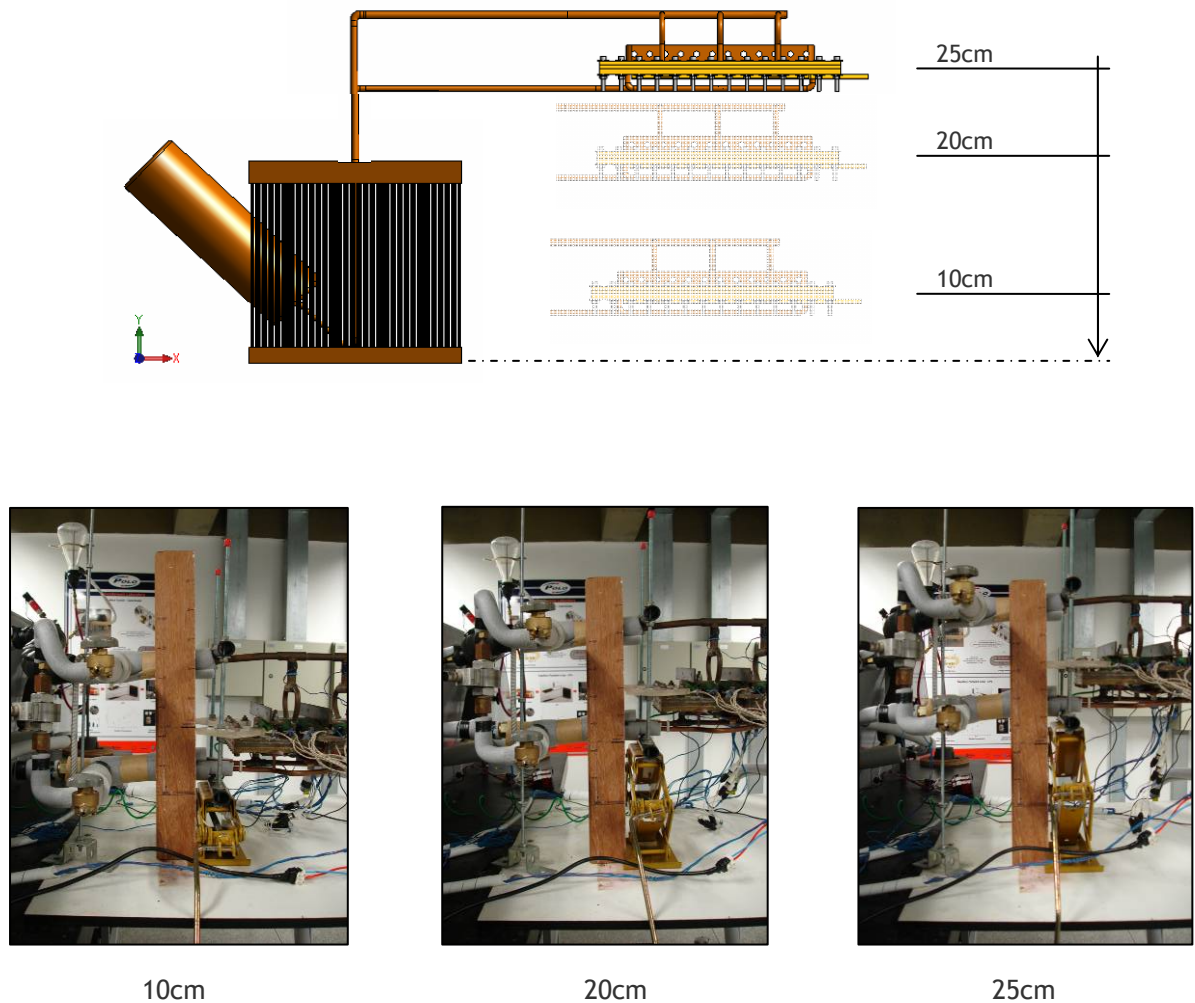


Figura 3.30 - Desnível evaporador/condensador

A temperatura do ar na entrada do condensador foi padronizada em 32°C durante os testes. Também como padrão, adotou-se um subresfriamento de 10°C , o que significa que a temperatura de saturação, controlada pelo reservatório, foi mantida em 42°C . Em alguns casos, entretanto, estes valores foram alterados para garantir a operacionalidade do sistema.

A Tabela 10 lista as configurações testadas.

Tabela 10 - Testes experimentais

	<i>matriz porosa</i>	<i>diâmetro de Poro</i>	<i>espessura</i>	<i>desnível evap./cond.</i>	<i>temperatura condensação</i>	<i>subresf.</i>	<i>fluido de trabalho</i>	<i>separador</i>
	4902 4925 4930 9948	10µm 40µm 50µm	3mm 6mm 9mm	10cm 20cm 25cm	25°C 32°C	5°C 10°C	etanol água	P = policarb. L = latão
1	4902	50	6	10	25	10	etanol	P
2	4902	50	6	10	32	10	etanol	P
3	4902	50	6	10	25	10	etanol	L
4	4902	50	6	10	32	10	etanol	L
5	4902	50	6	10	32	5	etanol	L
6	4902	50	6	20	32	10	etanol	L
7	4902	50	6	25	32	10	etanol	L
8	4925	40	3	10	32	10	etanol	L
9	4925	40	3	20	32	10	etanol	L
10	4925	40	3	25	32	10	etanol	L
11	4930	40	6	10	32	10	etanol	L
12	4930	40	6	20	32	10	etanol	L
13	4930	40	6	25	32	10	etanol	L
14	9948	10	3	10	32	10	etanol	L
15	9948	10	3	20	32	10	etanol	L
16	9948	10	3	25	32	10	etanol	L
17	4925+4925	40 + 40	6	10	32	10	etanol	L
18	4925+4925	40 + 40	6	20	32	10	etanol	L
19	4925+4925	40 + 40	6	25	32	10	etanol	L
20	9948+9948	10 + 10	6	10	32	10	etanol	L
21	9948+9948	10 + 10	6	20	32	10	etanol	L
22	9948+9948	10 + 10	6	25	32	10	etanol	L
23	4925+9948	40 + 10	6	10	32	10	etanol	L
24	4925+9948	40 + 10	6	20	32	10	etanol	L
25	4925+9948	40 + 10	6	25	32	10	etanol	L
26	9948+4925	10 + 40	6	10	32	10	etanol	L
27	9948+4925	10 + 40	6	20	32	10	etanol	L
28	9948+4925	10 + 40	6	25	32	10	etanol	L
29	4925+4930	40 + 40	9	10	32	10	etanol	L
30	4925+4930	40 + 40	9	20	32	10	etanol	L
31	4925+4930	40 + 40	9	25	32	10	etanol	L
32	9948+4930	10 + 40	9	10	32	10	etanol	L
33	9948+4930	10 + 40	9	20	32	10	etanol	L
34	9948+4930	10 + 40	9	25	32	10	etanol	L
35	4930	40	6	10	32	10	etanol	L
36	4930	40	6	10	32	10	etanol	L
37	4902	50	6	10	32	10	água	L
38	4902	50	6	20	32	10	água	L
39	4902	50	6	25	32	10	água	L

3.4.2 Metodologia de Testes

Os testes foram realizados com o objetivo de determinar as seguintes variáveis dependentes:

- Taxa máxima de transferência de calor;
- Temperatura da superfície aquecida em função da taxa de transferência de calor.

3.4.2.1 Rotina de testes

Os testes iniciavam com a limpeza do elemento poroso com o fluido de trabalho, seguido da sua montagem no evaporador. O evaporador era vedado com silicone, que exigia um tempo aproximado de 15h para a sua completa vulcanização. Antes da montagem do evaporador no circuito, eram realizados testes exaustivos de vazamento para garantir que não havia a entrada de ar neste componente. Tais testes exigiam um período de tempo de 2 à 3 horas pois consistiam na obtenção de vácuo e no posterior monitoramento da pressão no interior do componente sendo testado. Confirmando a estanqueidade, o evaporador era montado no circuito, seguido de novos testes de vazamento. Garantida a ausência de vazamentos no circuito inteiro, então o sistema era carregado com fluido de trabalho seguindo um procedimento (ver Anexo D) para eliminar os gases incondensáveis da carga.

Um teste típico iniciava com a regulação da temperatura e vazão do calorímetro e, posteriormente, com a inicialização do circuito CPL (*start up*). Após o procedimento de inicialização, a taxa de transferência de calor no evaporador era aumentada em etapas, sempre aguardando-se o retorno do regime permanente entre cada variação. Na maioria dos casos o sistema atingia o regime permanente em 50min, mas em alguns casos precisou-se aguardar até 120min antes que as oscilações de pressão e temperatura fossem minimizadas.

O teste terminava quando a temperatura da superfície aquecida atingia o limite de 80°C ou então quando a CPL não era mais capaz de manter a condição de regime permanente.

Deve-se mencionar que o aumento gradual da taxa de transferência de calor se dava em passos de 50W para evitar o secamento do elemento poroso e conseqüentemente a falha do sistema. Além disso, a carga de fluido refrigerante foi ajustada para cada um dos desníveis evaporador/condensador empregados.

3.4.2.2 Determinação do regime permanente

Os testes eram executados até que um período de operação de 20min em regime permanente fosse obtido. Para identificar o regime permanente, eram analisadas a evolução temporal das temperaturas nas seções de medição do calorímetro, das temperaturas da superfície aquecida, da vazão de ar e da taxa de transferência de calor.

Como parâmetro utiliza-se o coeficiente angular de uma reta determinada por uma regressão a partir dos dados obtidos durante o período de análise.

A Figura 3.31 mostra, por exemplo, o comportamento de uma dada temperatura ao longo do tempo. Pode-se observar que tal temperatura se reduz numa taxa de $0,0281^{\circ}\text{C}/\text{min}$, o que significa uma variação de $0,7^{\circ}\text{C}$ em 25min de operação. Baseado no limite definido de $0,2^{\circ}\text{C}$ (os limites são apresentados na Tabela 11), pode-se concluir que esta propriedade não se encontra em regime permanente.

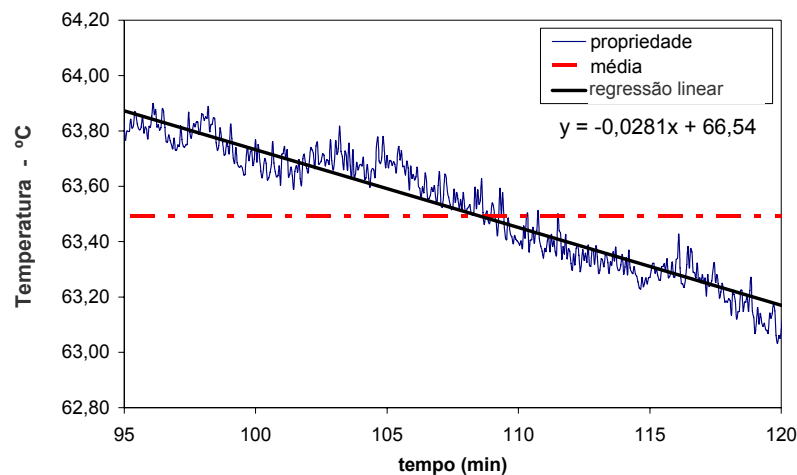


Figura 3.31 - Exemplo de propriedade fora da condição de regime permanente

A Figura 3.32, por sua vez, mostra o comportamento da mesma propriedade na condição regime permanente. Neste caso, a taxa de variação é de apenas $0,000827^{\circ}\text{C}/\text{min}$ o que significa uma variação de $0,02^{\circ}\text{C}$ ao longo de 25min de operação (limite $0,2^{\circ}\text{C}$).

A Tabela 11 mostra os valores limites de cada uma das variáveis utilizadas.

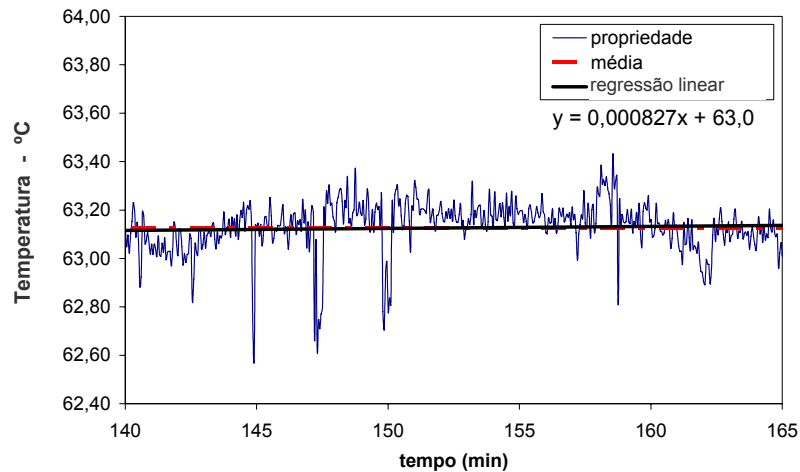


Figura 3.32 - Exemplo de propriedade em condição de regime permanente

Tabela 11 - Valores limites para determinação do regime permanente

<i>Propriedade</i>	<i>Varição limite ao longo do tempo</i>
Temperatura nas seções de medição no túnel	0,2 °C
Temperatura da superfície aquecida	0,2 °C
Vazão de ar em circulação	2,0%
Taxa de transferência de calor	5,0%

3.4.2.3 Procedimento de avaliação

A taxa de transferência de calor do circuito CPL e a temperatura da superfície aquecida serão usados como parâmetros de comparação entre as configurações testadas.

A Figura 3.33, mostra os fluxos de energia no evaporador do circuito CPL. Com base nessa figura, chega-se ao balanço de energia expresso através da eq.3.2.

$$\dot{Q}_{aplic} = \dot{Q}_{túnel} + \dot{Q}_{resf} + \dot{Q}_{amb} \quad 3.2$$

onde as parcelas \dot{Q}_{aplic} , \dot{Q}_{amb} , \dot{Q}_{resf} e $\dot{Q}_{túnel}$ representam, respectivamente, a taxa de transferência de calor aplicada no bloco de aquecimento através das resistências elétricas, perda para o meio ambiente, perda para o resfriador e transferida para o fluido de trabalho e conseqüentemente para o condensador que se encontra instalado no interior do túnel de vento.

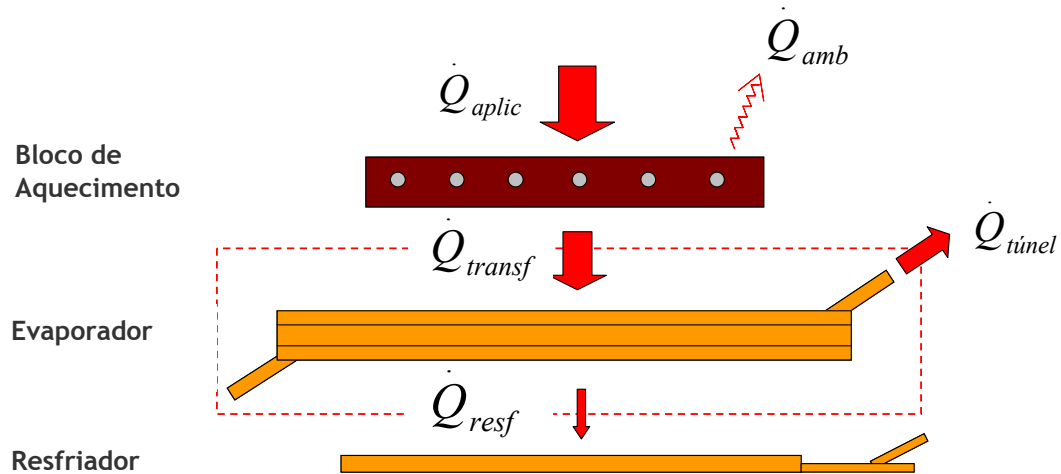


Figura 3.33 - Balanço de energia na CPL

A taxa de transferência de calor para o bloco de aquecimento \dot{Q}_{aplic} é determinado através de um transdutor de potência o qual fornece o valor do calor total. O túnel de vento permite a determinação de $\dot{Q}_{túnel}$, sendo este o parâmetro de maior interesse já que representa a real capacidade de transferência de calor da CPL. Por sua vez, \dot{Q}_{resf} é determinado a partir de dois modos: (i) balanço de energia no líquido refrigerante circulando no resfriador e (ii) utilização de transdutores de fluxo de calor montados na interface evaporador/resfriador.

Os dados obtidos nos testes são avaliados utilizando a ferramenta EES[®] - *Engineering Equation Solver*.

Capítulo 4

RESULTADOS E COMENTÁRIOS

Os testes experimentais permitiram investigar o comportamento da CPL com diferentes configurações de circuito e sob condições específicas de operação. Os resultados obtidos foram analisados com base em fundamentos apresentados neste trabalho, permitindo explorar o comportamento sob transientes de temperatura e quanto a taxa de transferência de calor.

A incerteza de medição, calculada através do programa EES[®], é estimada em $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ para a temperatura, $\pm 12\text{W}$ para a taxa de transferência de calor e de $\pm 0,08\text{W}/\text{cm}^2$ para o fluxo de calor.

4.1 Regime de operação

Um regime de operação típico é mostrado na Figura 4.1. Os testes passavam por um período de condicionamento inicial quando a temperatura do reservatório era aumentada para permitir a iniciação do sistema e calor era aplicado ao bloco de aquecimento. Neste período, o fluxo de massa de líquido entre o reservatório e a linha de líquido é irregular provocando oscilações fortes de temperatura e pressão. O sistema era inicializado dissipando 150W de calor nas resistências elétricas para evitar o secamento do elemento poroso. Valores inferiores a 150W tornavam a inicialização quase impossível por não gerar aquecimento suficiente no líquido para iniciar o processo de vaporização. Vencido esse período, o sistema era posto a operar com 200W até que o regime permanente fosse atingido.

O aumento subsequente da taxa de transferência de calor, a partir dos 950min, é acompanhado pela elevação da temperatura da superfície aquecida (T_H na Figura 2.15) e da temperatura de saturação (calculado a partir da pressão lida no reservatório, T_g na Figura 2.11) caracterizando um regime de condutância fixa como mostrado por WOLF e BIENERT (1994).

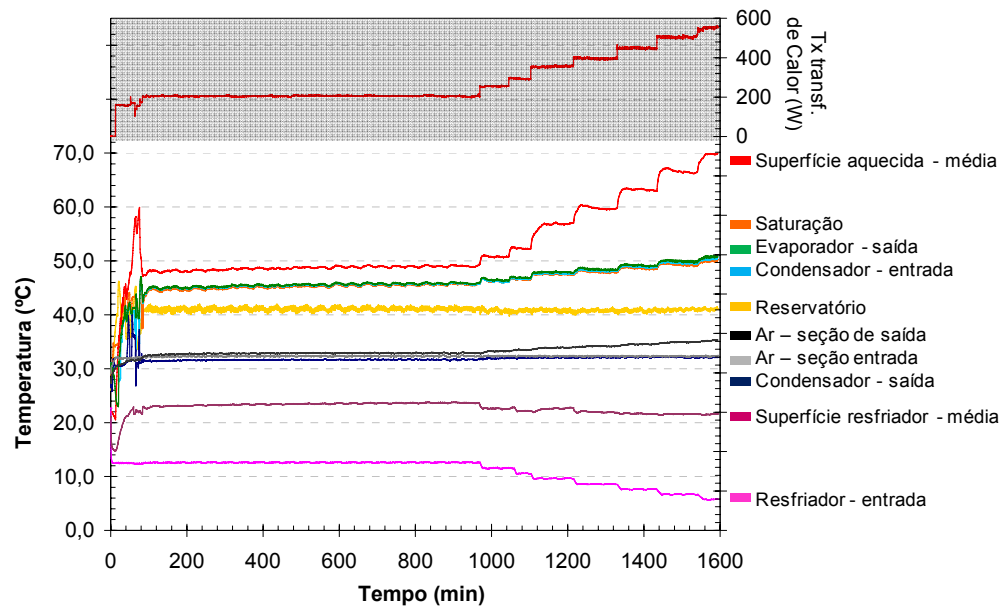


Figura 4.1 - Teste típico

Isto acaba por elevar a temperatura do vapor na saída do evaporador (T_1 na Figura 2.11) e na entrada do condensador (T_3 na Figura 2.11).

A temperatura ambiente a qual o condensador está exposto (T_{amb} na Figura 2.15) neste caso é de 32°C, representada Figura 4.1 pela temperatura do ar na seção de entrada. À medida que a taxa de transferência de calor no bloco de aquecimento aumenta, aumenta também a dissipação de calor no túnel através do condensador, notada pela elevação da temperatura do ar na seção de saída. O condensador cumpre o seu papel trazendo a temperatura do fluido na sua saída para próximo da temperatura de entrada do ar. Pode-se observar portanto a presença de um subresfriamento, dado pela diferença entre as temperaturas de saturação (reservatório) e da saída de refrigerante do condensador.

O aumento da taxa de transferência de calor no bloco de aquecimento também provoca uma maior fuga de calor para a seção de líquido. Isto exige uma maior capacidade do resfriador conseguida mediante a redução da temperatura do banho termostático. Este controle deveria assegurar que a temperatura da superfície do resfriador permanecesse constante e igual à da saída do condensador, de forma a evitar a geração de subresfriamento a partir do resfriador. Contudo, a leve queda de temperatura da superfície do resfriador, observada na Figura 4.1, é reflexo de um processo de média entre dois pontos de medição, os quais indicavam uma diferença de temperatura em todos os testes. A Figura 4.2 mostra que as temperaturas medidas no lado direito, tanto da superfície aquecida como do resfriador, são superiores às do lado esquerdo.

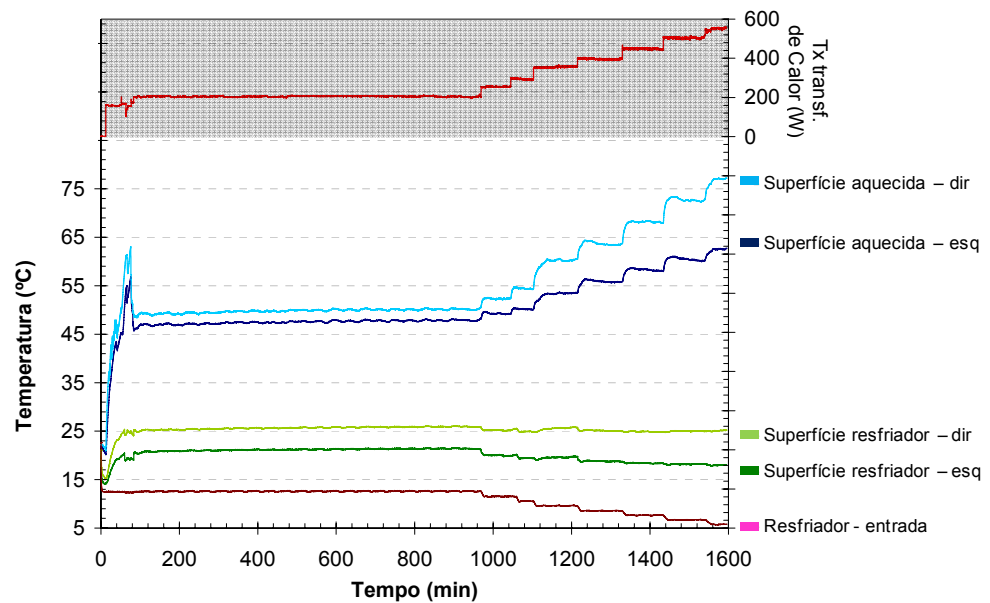


Figura 4.2 - Temperaturas da superfície aquecida e do resfriador

Uma possível explicação para esta deficiência estaria na geometria do coletor de vapor (Figura 4.3). Uma vez que a saída do vapor é apenas pelo lado esquerdo, este lado do coletor experimenta uma pressão inferior à do direito, exposto a maiores perdas viscosas no escoamento do vapor. Sendo a alimentação de líquido feita simetricamente, a região esquerda receberia uma maior parcela de líquido através da matriz porosa, o que explicaria as menores temperatura naquela região. O balanceamento hidráulico, junto com a transferência de calor parasita pela estrutura do evaporador, representam as maiores dificuldades na utilização da configuração plana quando comparada com a circular.

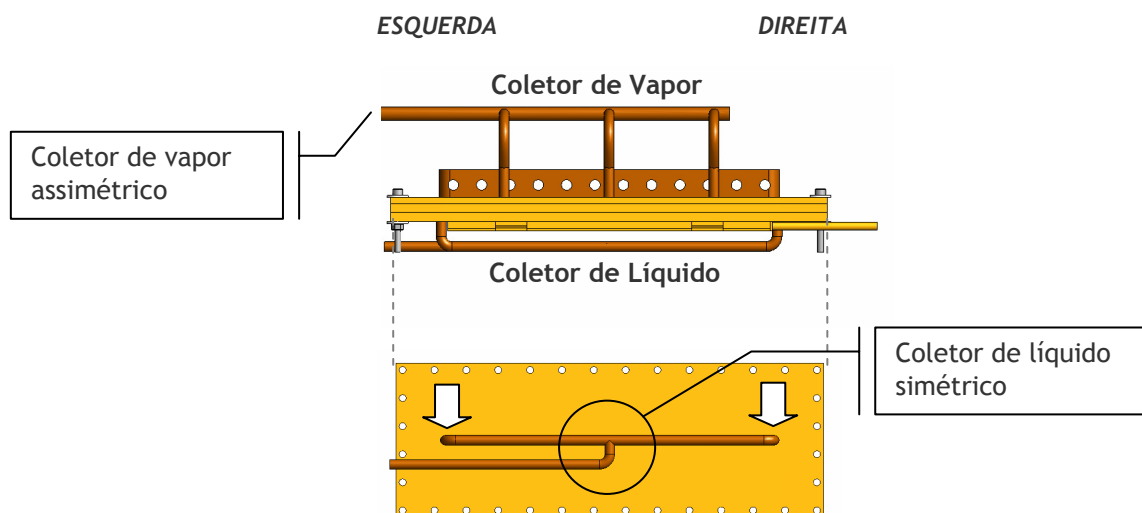


Figura 4.3 - Geometria dos coletores de líquido e vapor

A explicação anterior é suportada pela Figura 4.4, onde observa-se que a diferença de temperatura entre os lados do evaporador aumenta tanto com a taxa de transferência de calor como com a elevação do evaporador. Tais situações aumentam a perda de carga no circuito (ver Figura 2.38) o que intensifica a diferença de pressão no coletor de vapor.

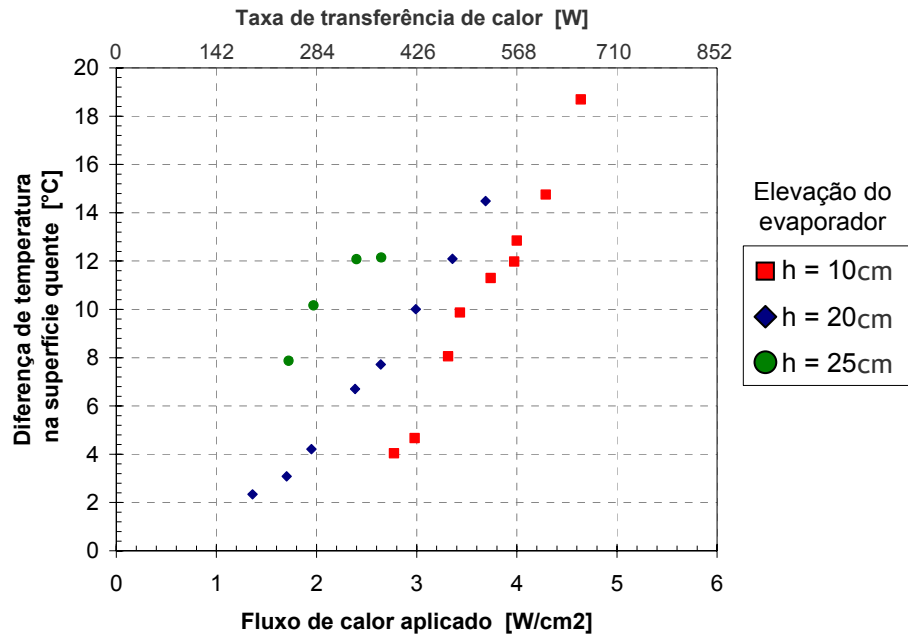


Figura 4.4 - Diferença de temperatura entre os lados direito e esquerdo

A Figura 4.5 compara a taxa de transferência de calor medida pelo calorímetro com a fornecida no bloco de aquecimento. Percebe-se que um balanço de energia simples (eq.3.1) no condensador fornece valores bastante distintos da taxa de transferência de calor aplicada. Tal diferença diminui mediante a introdução de termos adicionais ao balanço que consideram a perda de calor através das paredes do túnel (Apêndice C). A diferença se reduz ainda mais ao levar em conta o calor transferido para o resfriador. A diferença remanescente entre os valores aplicado e calculado deve-se as perdas de calor para o ambiente através do isolamento do evaporador e das tubulações de transporte, que não podem ser mensuradas.

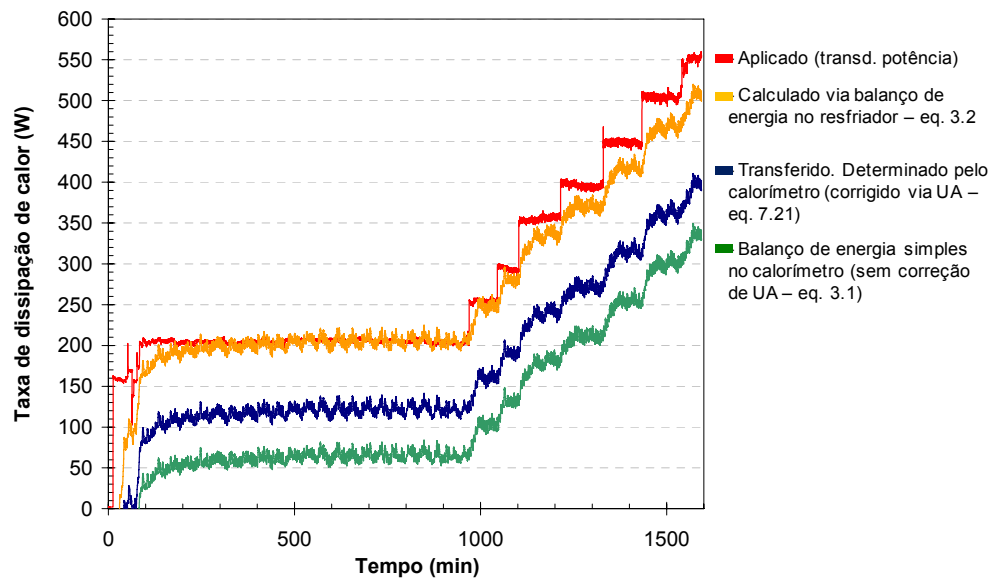


Figura 4.5 - Taxa de transferência de calor

A intervenção na temperatura do reservatório provoca uma variação da temperatura de saturação do circuito, esta calculada a partir da pressão lida no reservatório (T_g na Figura 2.11). A Figura 4.6 mostra o comportamento da temperatura de saturação em relação à temperatura do reservatório. Em cada uma das 3 temperaturas de regulação do reservatório (30°C, 35°C e 42°C) a saturação seguiu prontamente. Alguns testes mostram ainda que o aumento da taxa de transferência de calor é acompanhado de um aumento da temperatura de saturação, apesar da temperatura do reservatório ser mantida constante, caracterizando assim o regime de condutância fixa. Por fim, em outros testes, a temperatura do reservatório precisou ser aumentada para garantir a operação da CPL, como mostram os pontos destacado na figura em questão.

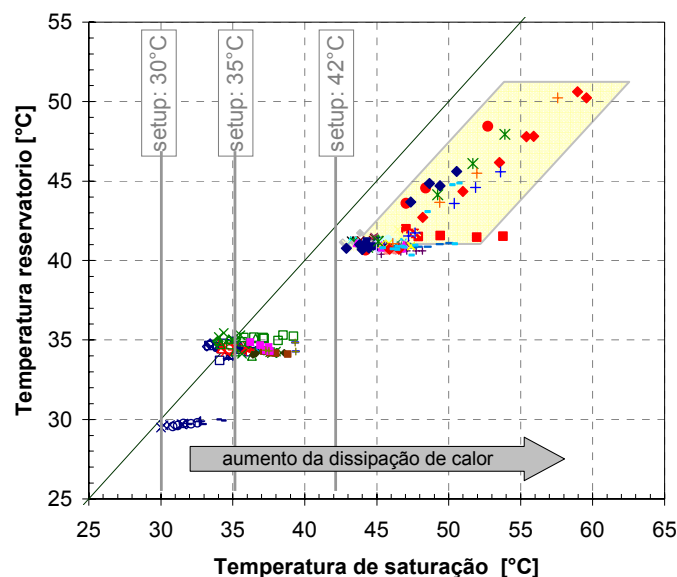


Figura 4.6 - Temperatura de saturação vs. Temperatura do reservatório

A Figura 4.7 mostra que a temperatura do vapor, lida na entrada do condensador (T_3 na Figura 2.11), segue a pressão do reservatório, ou seja, a temperatura de saturação (T_g na Figura 2.11). Os pontos situados acima da linha de saturação sugerem uma maior perda de carga na linha de líquido, impondo uma maior temperatura de vapor (Figura 2.38). Infelizmente, não foi possível fazer a análise do comportamento da temperatura na saída do evaporador (indicando o comportamento da saturação no evaporador e da perda de carga na linha de vapor) pois em altos fluxos de calor, havia a condução deste calor pela tubulação, interferindo nos valores de temperatura lidos.

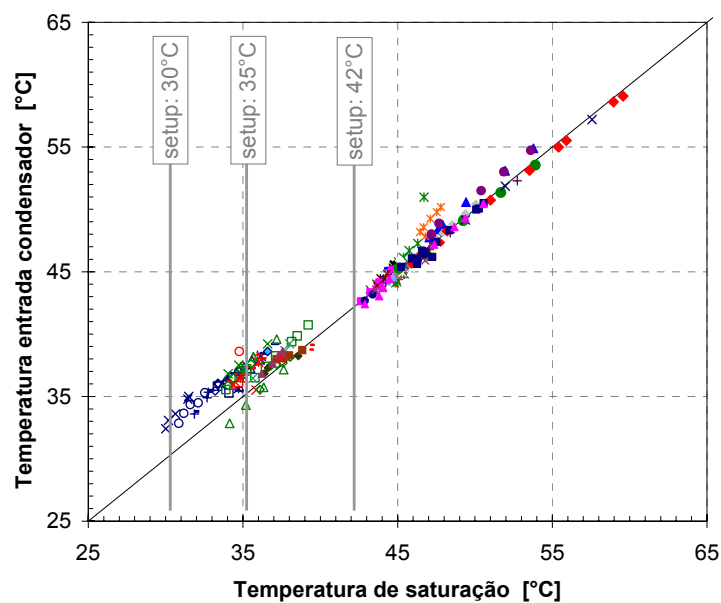


Figura 4.7 - Temperatura do vapor

Em algumas condições mais severas de operação (altos fluxos de calor ou elevação acentuada do evaporador), era necessário atuar na temperatura do reservatório para aumentar a pressão e assim inundar a matriz porosa que sofrera secamento. Tal procedimento é chamado *repriming*. A Figura 4.8 mostra duas situações onde houve o secamento prematuro do elemento poroso e o conseqüente aumento da temperatura da superfície aquecida. Em tais situações, efetuou-se o procedimento de *repriming*, caracterizado pelo aumento da temperatura do reservatório. Após a redução da temperatura da superfície aquecida, a temperatura do reservatório pôde ser reduzida ao patamar normal de operação.

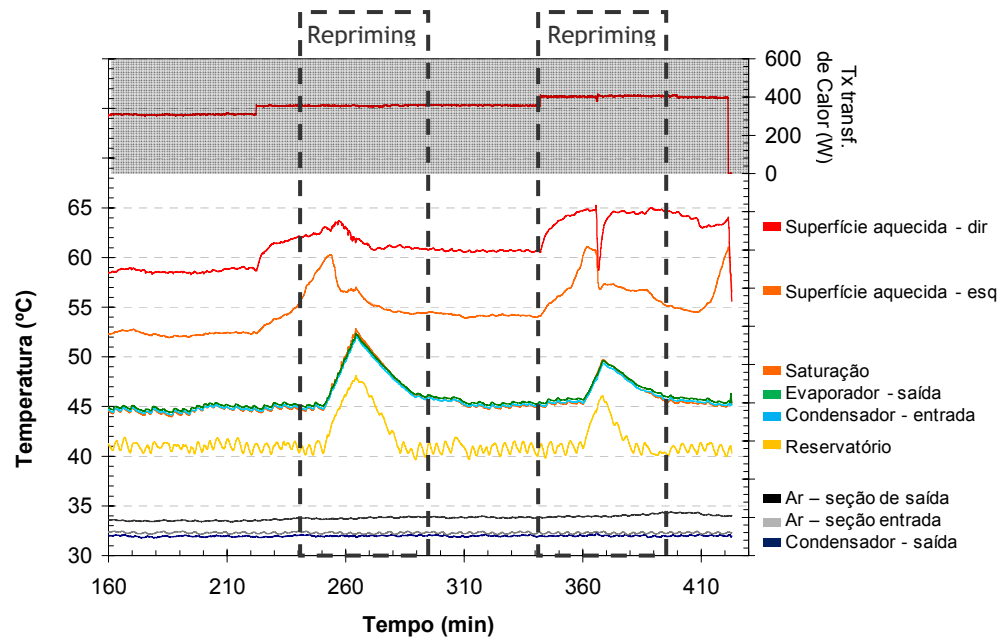


Figura 4.8 - Condição de *repriming*

Noutras situações, o subresfriamento existente não era suficiente, ocorrendo a vaporização do líquido na alimentação da matriz porosa. Nesta condição, a temperatura do reservatório era elevada e mantida para gerar o subresfriamento extra necessário para evitar o surgimento de bolhas de vapor (Figura 4.9).

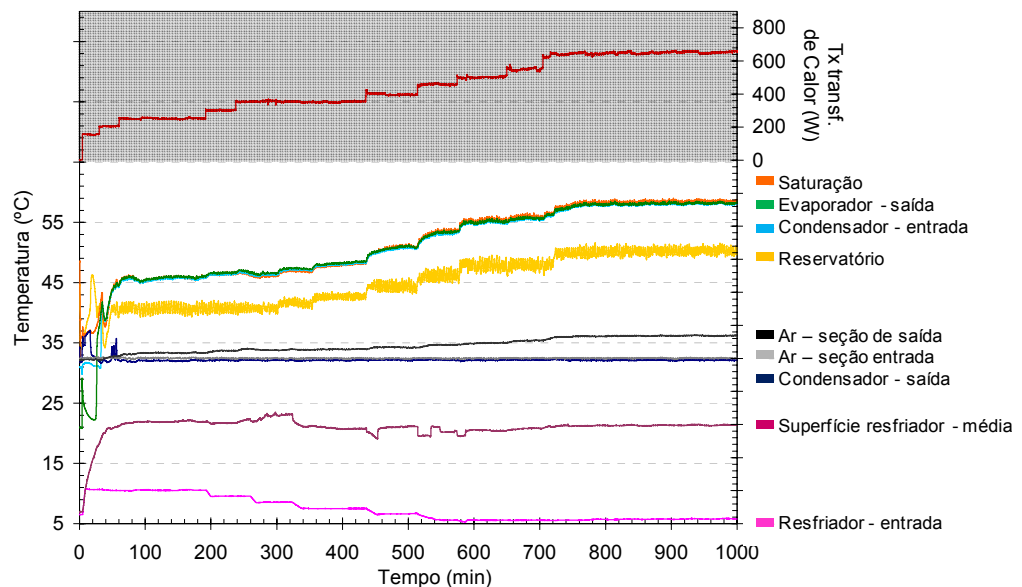


Figura 4.9 - Condição de aumento de temperatura do reservatório

Durante os ensaios experimentais a temperatura do ambiente de testes foi mantida, aproximadamente, constante como ilustrado na Figura 4.10. As oscilações observadas nos três pontos de medição de temperatura ambiente são decorrentes dos ciclos liga-desliga do

condicionador de ar. As temperaturas da superfície externa do túnel dependem tanto da temperatura ambiente como da taxa de transferência de calor liberada no interior do túnel. Percebe-se que com o aumento da taxa de transferência de calor, a temperatura da parede nas seções posteriores ao condensador (centro e direita) tendem também a aumentar, indicando uma perda de calor por estas paredes.

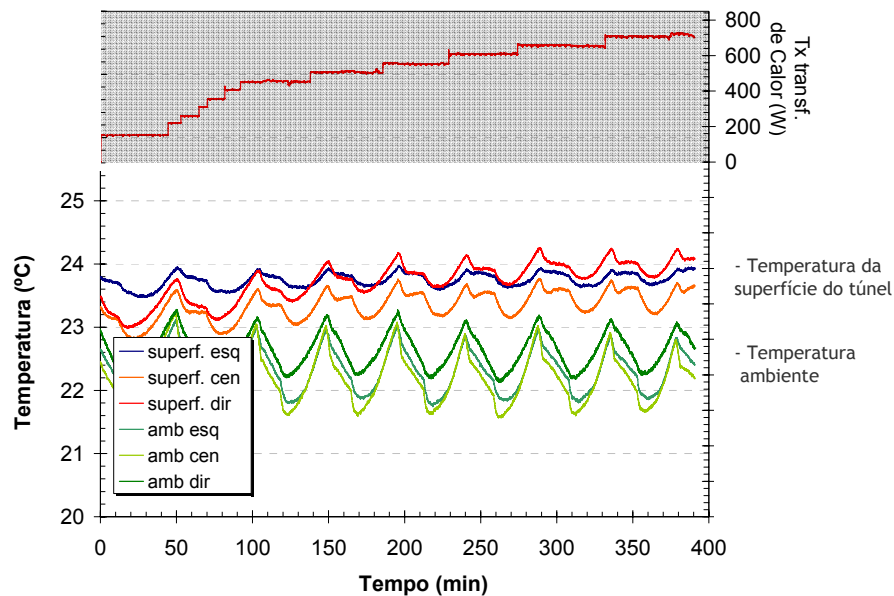


Figura 4.10 - Temperaturas ambiente e da superfície do túnel

4.2 Acurácia e Repetibilidade

A seguir são apresentados resultados que fornecem subsídios para analisar a confiabilidade dos resultados indicados pelo aparato experimental e garantir as considerações feitas na avaliação dos testes comparativos.

4.2.1 Fluxos de calor e balanço de energia

Nesta seção, cabe observar a Figura 3.33 e a equação 3.2.

A Figura 4.11 relaciona o fluxo de calor aplicado no bloco de aquecimento (referente à Q_{aplic} da Figura 3.33) com o fluxo efetivamente transferido pela CPL (referente à Q_{tunel} da Figura 3.33). Foram utilizados resultados de testes realizados com diferentes configurações, o que mostra que a tendência apresentada é geral.

Percebe-se que aproximadamente 70% da energia entregue ao evaporador (Q_{aplic}) é transferida ao condensador (Q_{tunel}), especialmente quando o fluxo de calor é elevado. Em baixos fluxos, tal percentagem diminui devido a dois fatores: (i) ineficiência no processo de transporte de calor o que aumenta a parcela de energia indo para o resfriador (Q_{resf}) e (ii) faixa de medição imprecisa do calorímetro.

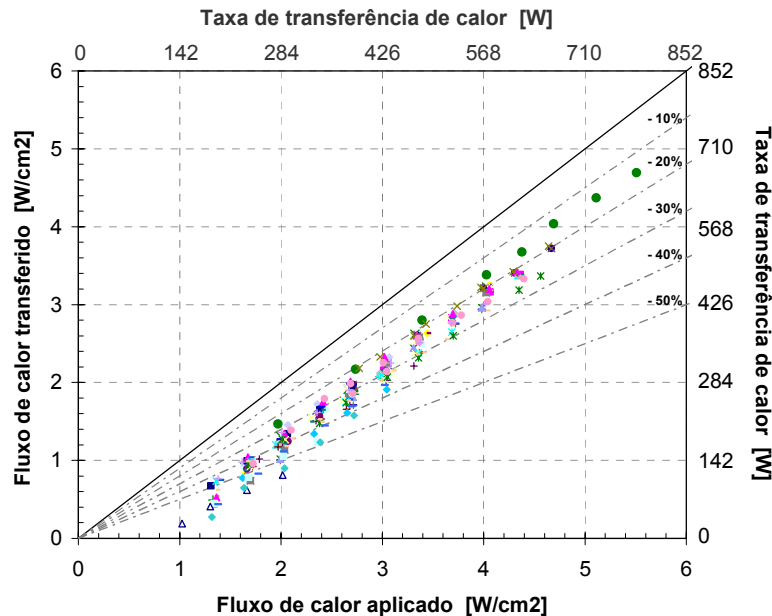


Figura 4.11 - Fluxo de calor aplicado versus transferido

A maior parcela de perda de calor se deve à transferência para o resfriador. Neste caso, em média, 20% do calor aplicado no bloco de aquecimento - Q_{aplic} - é transferido ao resfriador - Q_{resf} - (Figura 4.12). Esta parcela de calor refere-se ao calor transferido por condução através do corpo do evaporador, o qual deve ser eliminado sob pena de provocar a vaporização do líquido na alimentação do evaporador. A redução percentual observada até 500W é decorrente do aumento da eficiência do processo de transporte de calor pelo circuito CPL. Nesta faixa, ocorre uma maximização da transferência de calor no condensador e a regularização do fluxo de líquido entre o reservatório e o circuito, permitindo que fluido à uma menor temperatura seja suprido ao evaporador, como mostrado nos experimentos de WOLF e BIENERT (1994) (Figura 2.16). Esta característica melhora as trocas térmicas no elemento poroso reduzindo a parcela de calor conduzida pela estrutura do evaporador. Após os 500W, o sistema sai deste ponto ótimo de operação, passando a exigir uma maior capacidade do resfriador.

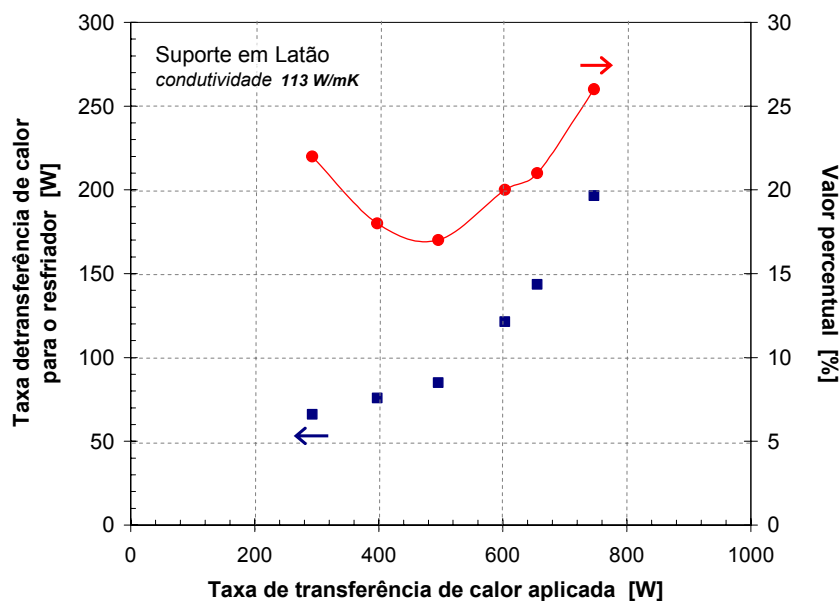


Figura 4.12 - Taxa de transferência de calor para o resfriador

A coerência dos balanços de energia efetuados tanto no calorímetro quanto no resfriador pode ser verificada através do cálculo da taxa de transferência de calor aplicada através de um balanço de energia global (eq.3.2). Caso os balanços estejam coerentes, o valor calculado deve ser um pouco inferior ao valor realmente aplicado, já que a perda de calor para o ambiente não é computada. A Figura 4.13 compara os fluxos de calor calculado e aplicado a partir da utilização de transdutores de fluxo de calor para determinar o calor que chega ao resfriador. Pode-se perceber que os valores calculados situam-se, principalmente, na faixa de -10% à -20% do valor real aplicado.

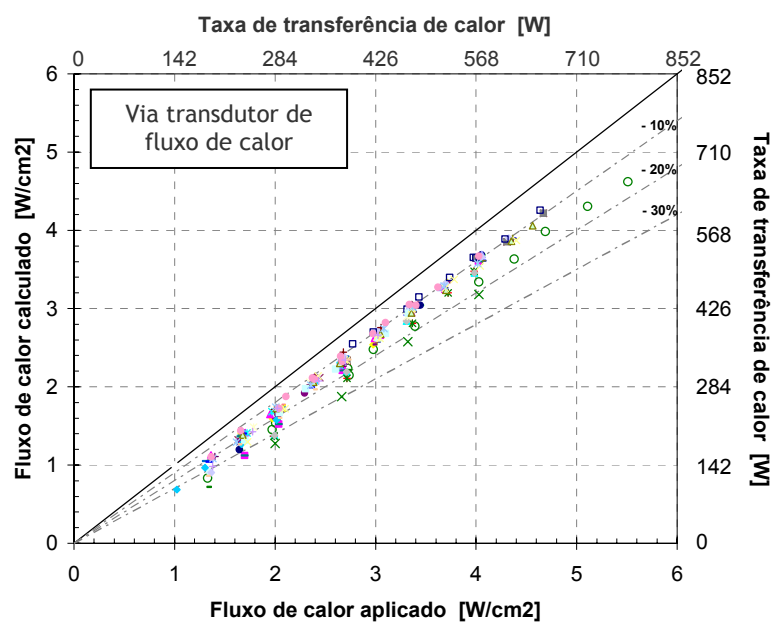


Figura 4.13 - Fluxo de calor calculado considerando o valor informado pelos transdutores de fluxo de calor aplicados no resfriador

A mesma comparação, mas agora utilizando-se de um balanço de energia para determinar o calor que chega ao resfriador, fornece os resultados mostrados na Figura 4.14, com valores na faixa de +10% a -10%. Dos resultados, conclui-se que os valores indicados pelos transdutores de fluxo de calor apresentam maior confiabilidade já que a utilização do balanço de energia no resfriador para o cálculo do balanço da eq. 3.2 resultou num valor superior ao efetivamente aplicado nas resistências elétricas, violando a lei da conservação da energia. Assim, os valores indicados pelos transdutores de fluxo de calor são os considerados nas análises que se seguem.

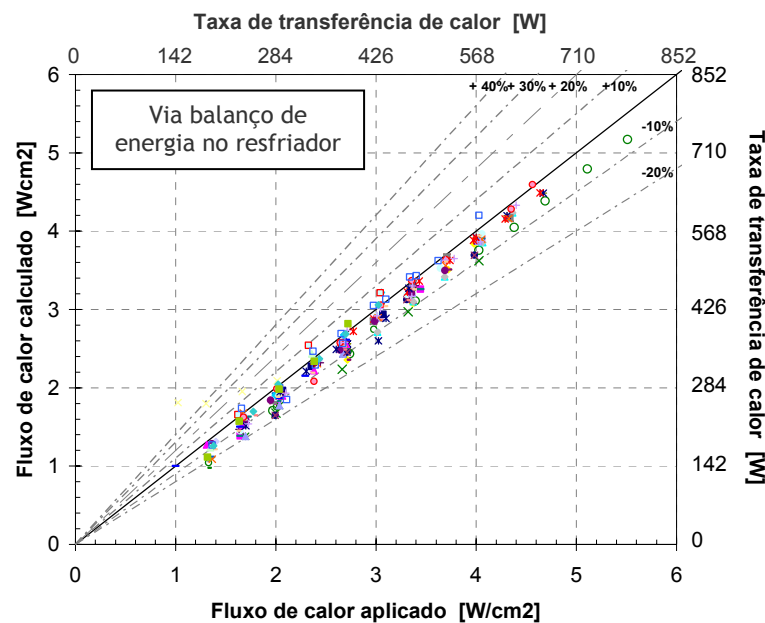


Figura 4.14 - Fluxo de calor calculado considerando o balanço de energia no resfriador

Das figuras anteriores pode-se concluir que a precisão fornecida pelo calorímetro é adequada mesmo em baixos fluxos de calor, sendo que a característica apresentada na Figura 4.11 (baixa transferência de calor ao túnel em fluxos reduzidos de calor) deve-se, portanto, às fugas de calor para o resfriador em virtude da menor eficiência da CPL em fluxos de calor reduzidos.

4.2.2 Testes de Repetibilidade

Testes de repetibilidade foram executados para garantir a integridade dos resultados. Uma configuração foi montada, ensaiada e, posteriormente, desmontada, limpa, remontada e testada novamente seguindo os padrões anteriormente estabelecidos.

As figuras a seguir mostram os resultados de testes executados em diferentes dias para cada montagem. A Figura 4.15 mostra que existe uma diferença de temperatura máxima de 2°C entre as

duas montagens. Já Figura 4.16 compara as taxas de transferência de calor aplicada e calculada para as duas montagens.

Pode-se concluir portanto que o processo de montagem do evaporador não provoca variações significativas no resultados obtidos.

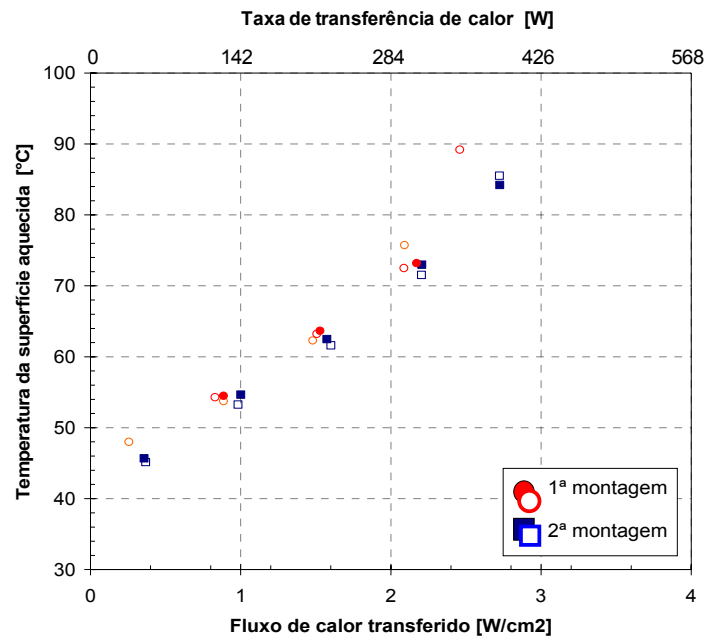


Figura 4.15 - Repetibilidade dos resultados para a temperatura da superfície aquecida

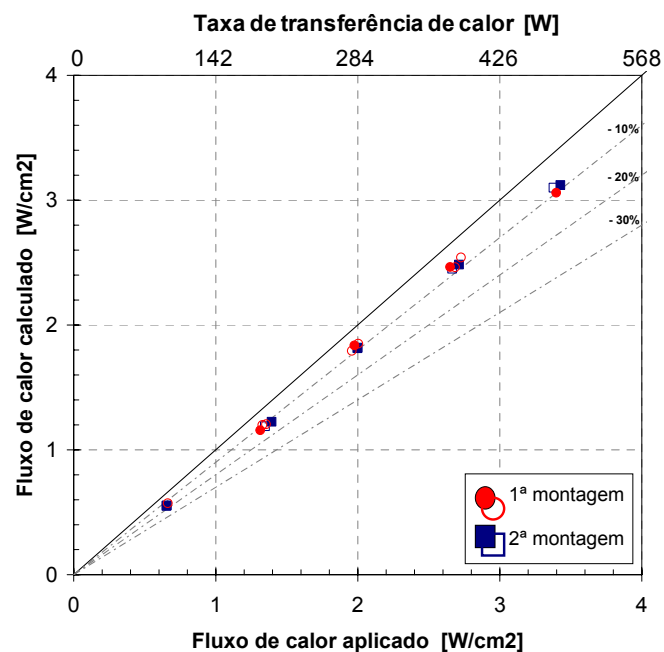


Figura 4.16 - Repetibilidade dos resultados para a taxa de transferência de calor calculada

4.3 Análises comparativas

A seguir são exploradas algumas análises comparativas considerando as variáveis descritas anteriormente.

4.3.1 Carga de fluido de trabalho

A carga de fluido de trabalho afeta o processo de inicialização e o regime de operação do sistema (ver item 2.3.4).

A Figura 4.17 mostra que quanto maior a carga de fluido, maior o fluxo máximo de calor atingido. Percebe-se também que a temperatura da superfície aquecida praticamente não é afetada pela carga de refrigerante.

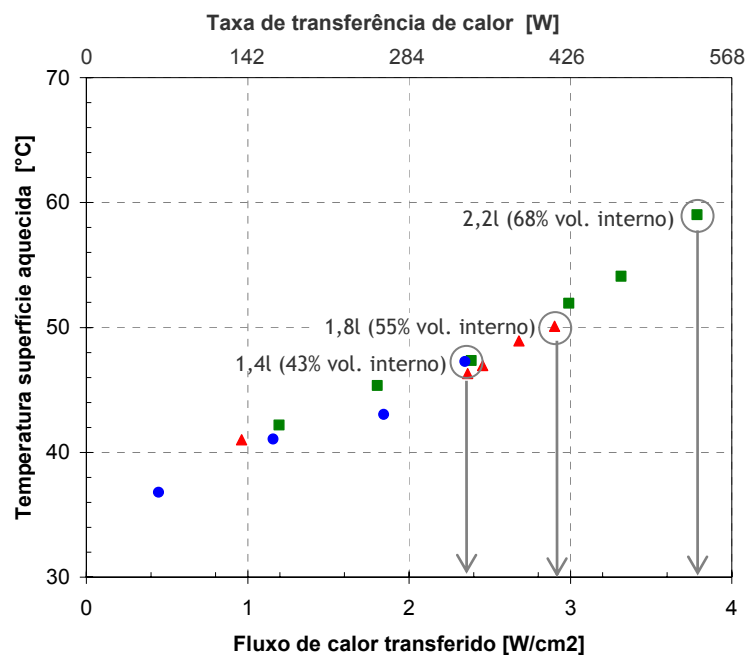


Figura 4.17 - Variação da carga de fluido

Existe, entretanto, um limite superior de carga quando então a temperatura de saturação deixa de ser controlada pela temperatura do reservatório. A Figura 4.18 mostra um teste de longa duração no qual, num primeiro período (0 à 1800min), o sistema é operado com excesso de carga pois a temperatura de saturação aumenta com o aumento da taxa de transferência de calor (regime de condutância fixa). Num segundo período, (após os 1800min), a temperatura se mantém constante independentemente do aumento da taxa de transferência de calor (regime de condutância variável), pois a carga de refrigerante foi reduzida.

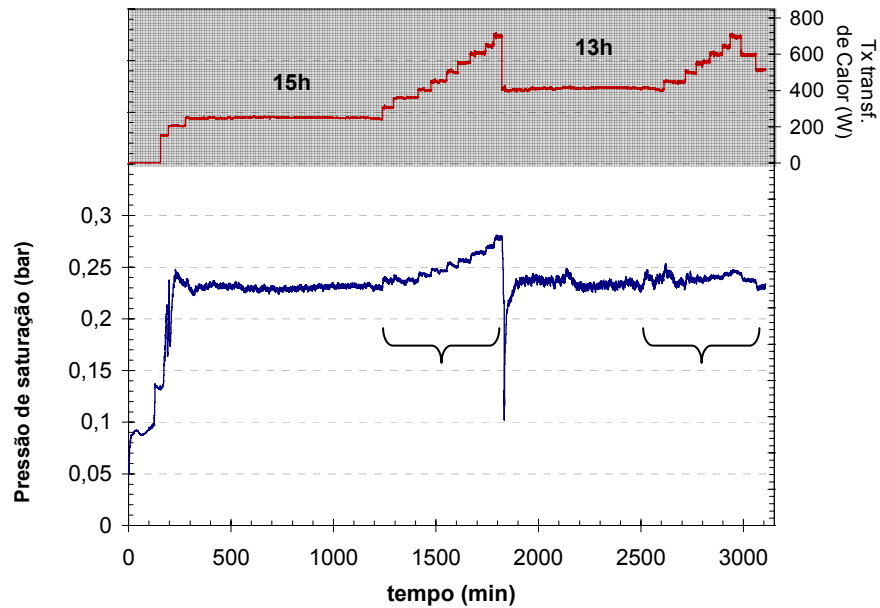


Figura 4.18 - Variação da pressão de saturação em função da carga de fluido

4.3.2 Fluido de trabalho

A Figura 4.19 mostra a diferença entre as temperaturas do reservatório e da entrada no condensador como uma função do fluxo de calor, do tipo de fluido e do desnível entre evaporador e condensador. O reservatório mantém a temperatura na linha de líquido em 42°C para todas as situações. Contudo, como o parâmetro dT/dP da água é mais elevado, este exige uma maior temperatura de vaporização impondo, conseqüentemente, uma maior temperatura do vapor na entrada do condensador. O aumento da perda de carga no sistema, seja pelo aumento da taxa de dissipação de calor (fluxo de massa) ou pelo aumento da elevação do evaporador (pressão hidrostática) amplia a diferença de temperatura em questão.

A característica ilustrada na Figura 4.19 se reflete no comportamento indicado na Figura 4.20 onde fica evidente que a água exige que a temperatura da superfície aquecida seja um pouco maior para transportar o mesmo fluxo de calor em relação ao etanol.

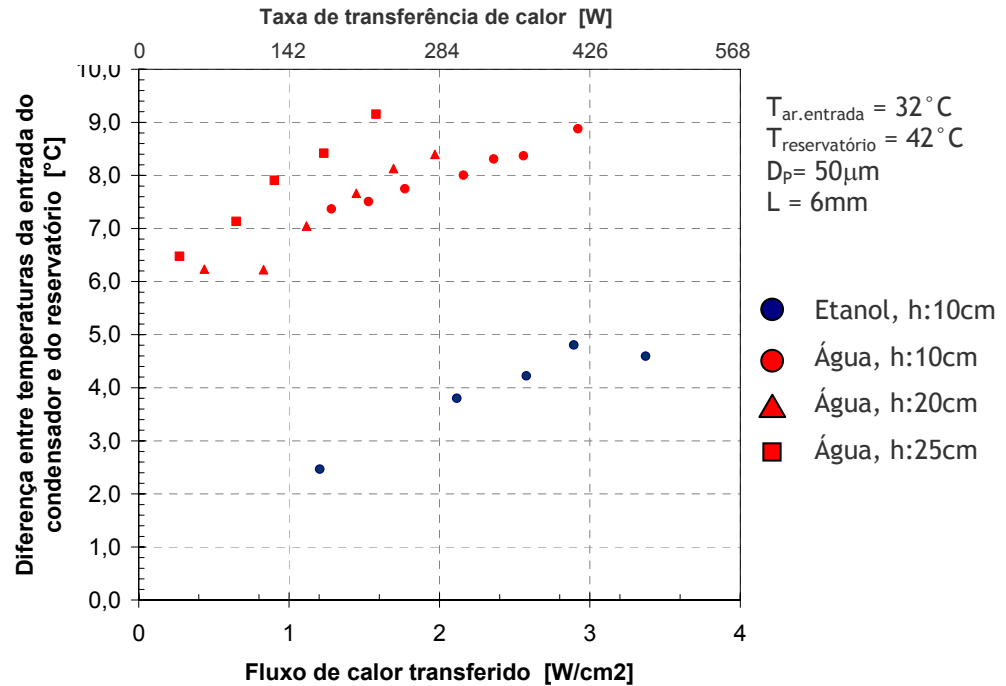


Figura 4.19 - Efeito do fluido e da elevação do evaporador sobre a temperatura de vaporização

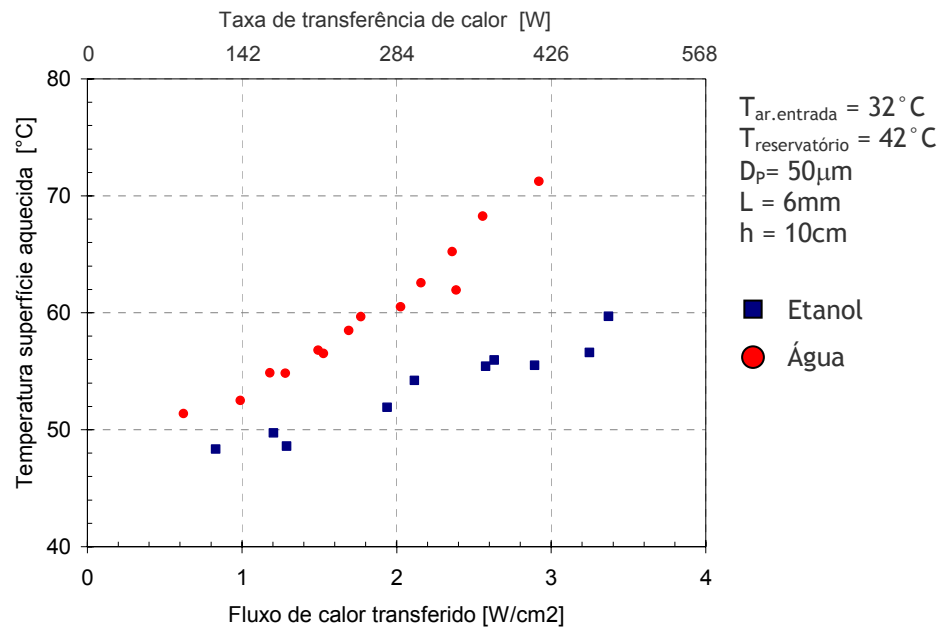


Figura 4.20 - Temperatura da superfície aquecida utilizando diferentes fluidos

Outro parâmetro que mostra a limitação da água como fluido de trabalho é a taxa de transferência de calor para o resfriador. Como a água exige que a superfície aquecida tenha uma temperatura elevada, a diferença de temperatura entre as partes quente (vapor) e fria (líquido) do evaporador será também elevada, facilitando a transferência de calor para o resfriador (Figura

4.21). Um outro fator agravante é a maior condutividade térmica da água ($\approx 0,59 \text{ W/m.K}$) em relação ao Etanol ($\approx 0,24 \text{ W/m.K}$), o que facilita a transferência de calor através da matriz porosa.

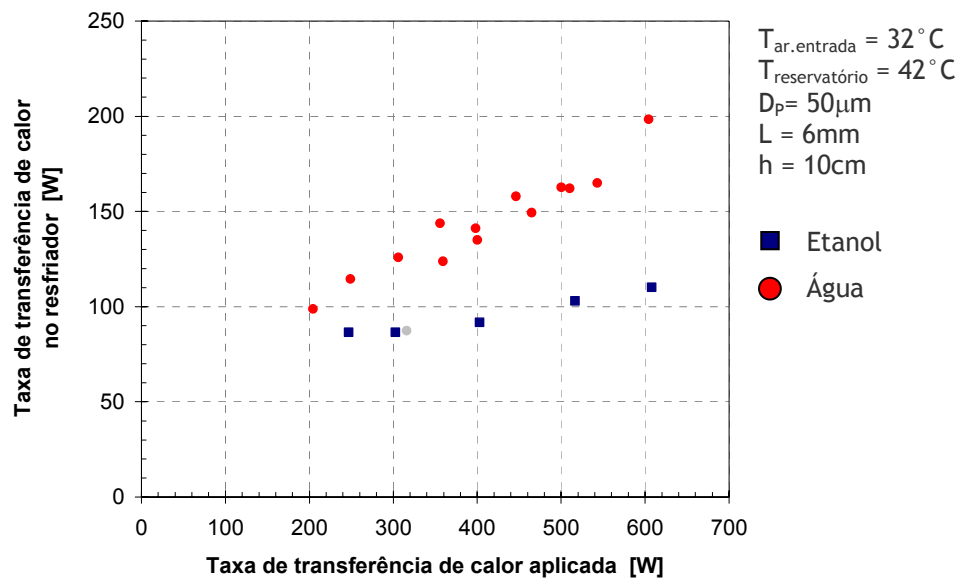


Figura 4.21 - Transferência de calor para o resfriador

Deve-se registrar ainda a degradação do fluido ao longo dos testes. Enquanto o Etanol é retirado do circuito com coloração cristalina, a água sai turva, indicando a ocorrência de reações químicas com os materiais do circuito (Figura 4.22). A geração de borra e oxidações em partes aquecidas denunciam a intensificação deste processo.

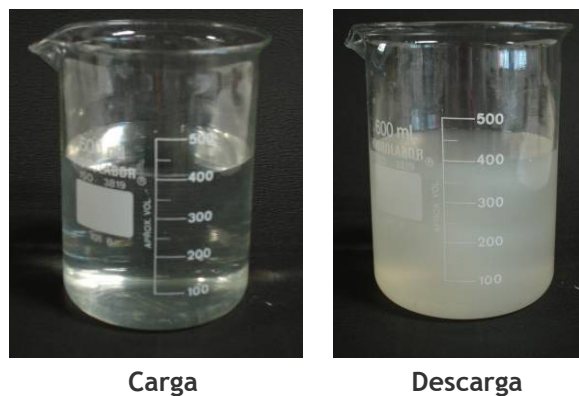


Figura 4.22 - Coloração da água após os testes

4.3.3 Tamanho do Poro

A Figura 4.23 explora o efeito do diâmetro do poro com base na variação da altura h do evaporador. Para uma elevação de 10cm, a pressão hidrostática gerada pela coluna de líquido é

facilmente superada pela pressão capilar gerada por ambas as configurações, 10 μ m e 40 μ m, o que fica evidente pela sobreposição das correspondentes curvas.

A medida que o evaporador é elevado, a configuração com menor diâmetro de poro impõe uma menor temperatura na superfície aquecida e permite um maior fluxo de calor máximo. A menor temperatura de operação pode ser explicada primeiramente pelo aumento da eficiência de troca de calor no evaporador em virtude de um melhor isolamento térmico entre os lados de vapor e de líquido, fato este que resultaria numa temperatura mais baixa para o líquido que está na entrada da matriz porosa. Este isolamento seria intensificado pela redução da condutividade térmica efetiva da matriz porosa (eq. 2.7) em virtude do aumento da porosidade para a configuração de 10 μ m (ver Tabela 8). Um segundo fator que pode influenciar na temperatura é que o diâmetro de poro de 40 μ m restringe menos o avanço da frente de vapor para o interior da matriz. O escoamento de vapor no elemento poroso eleva consideravelmente a perda de carga do circuito, culminando no aumento da temperatura do vapor na saída do evaporador (T_1 na Figura 2.38). Por sua vez, o aumento do fluxo de calor máximo para a configuração de 10 μ m é devido à maior pressão capilar gerada, que permite ao sistema conter o avanço da frente de vapor para o interior da matriz porosa, evitando o seu secamento (*dry out*).

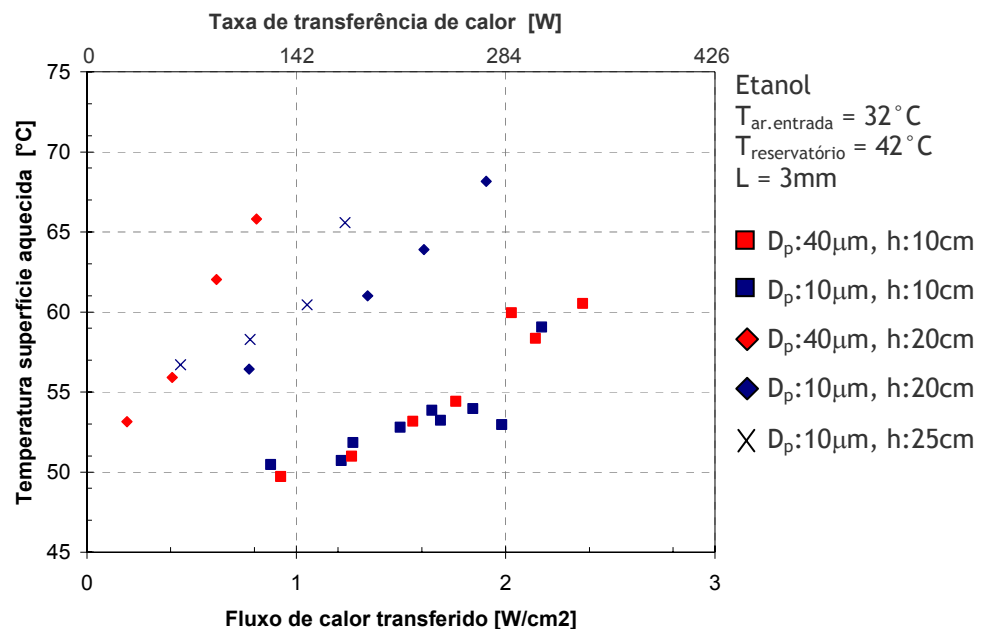


Figura 4.23 - Influência do tamanho de poro

Percebe-se ainda que a configuração com um diâmetro de poro de $10\mu\text{m}$ garantiu a operação do sistema contra uma elevação de 25cm, o que não foi possível com a configuração de $40\mu\text{m}$ devido sua menor capacidade capilar.

O comportamento identificado está afim com o trabalho de LIAO e ZHAO (1999).

4.3.4 Espessura da Matriz Porosa

A espessura da matriz porosa afeta diretamente o isolamento térmico entre os lados quente e frio do evaporador. Desta forma, quanto maior a espessura, melhor é o isolamento, evitando que o líquido na alimentação da matriz seja aquecido. O resultado deste fato são semelhantes aos obtidos para a variação do tamanho de poro: (i) o fluido mais resfriado aumenta a eficiência do evaporador permitindo a transferência de um maior fluxo de calor para uma mesma temperatura da superfície aquecida; (ii) o sistema atinge maiores taxas de transferência de calor antes de sofrer uma interrupção pela vaporização do líquido na alimentação (Figura 4.24). Outro fator que teoricamente ajudaria a aumentar o fluxo de calor limite seria a maior distância disponível para o deslocamento da frente de vapor proporcionada pela matriz de maior espessura.

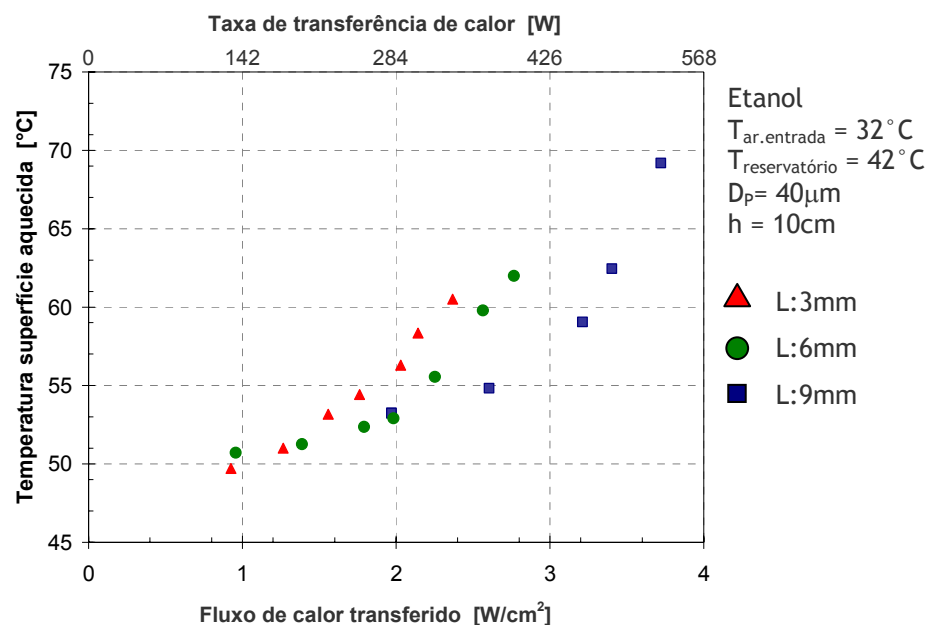


Figura 4.24 - Influência da espessura da matriz porosa na temperatura da superfície aquecida

Tal comportamento se opõe à expectativa de que o aumento da espessura levaria ao aumento da temperatura da superfície aquecida em virtude da maior perda de carga no escoamento

através da matriz. Muito provavelmente o valor de 9mm é ainda inferior ao valor limite onde o efeito da perda de carga se torne dominante.

4.3.5 Matrizes híbridas

As matrizes híbridas constituem uma importante opção para bombas capilares pois conseguem reunir diferentes características em um único elemento poroso.

Como exemplo, a configuração híbrida com suporte de matriz em latão referenciada como 9948+4925 - 6mm de espessura com diâmetros de poro 10 μ m e 40 μ m - (Tabela 8) apresentou resultados em termos de taxa máxima de transferência de calor, temperatura da superfície e estabilidade operacional, próximos da configuração que utiliza suporte da matriz porosa confeccionado em policarbonato, considerada a melhor configuração (Figura 4.25).

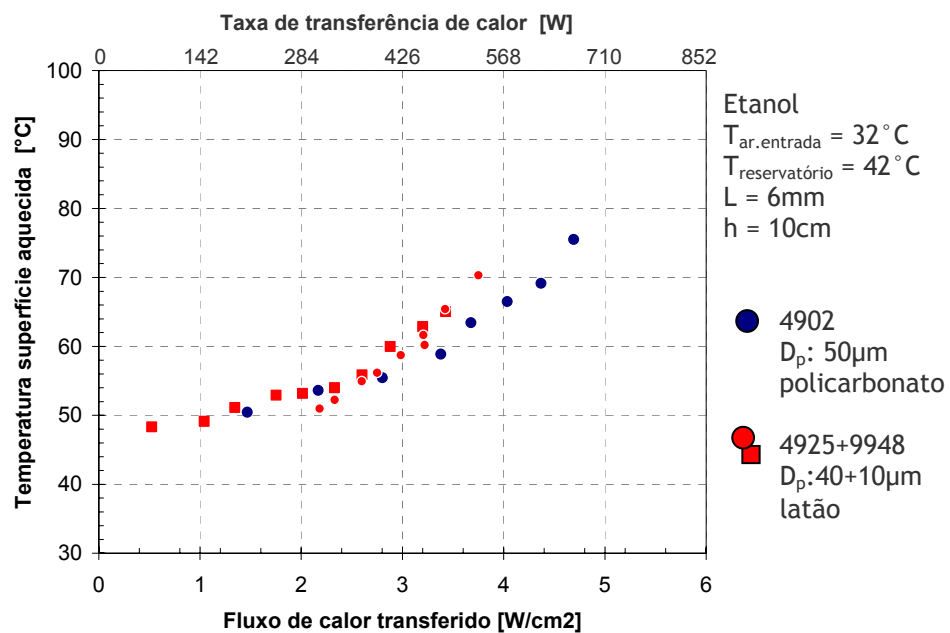


Figura 4.25 - Comparativo da melhor configuração híbrida

A utilização de uma matriz híbrida, com um pequeno diâmetro de poro no lado do líquido para intensificar a pressão capilar e com um diâmetro de poro maior no lado em contato com a superfície aquecida, para facilitar a liberação do vapor, maximiza a taxa de transferência de calor. Tal configuração foi testada, estando os resultados na Figura 4.26, onde percebe-se que a configuração híbrida permitiu à CPL manter maiores fluxos de calor além de permitir o funcionamento contra uma elevação de 25cm, o que não foi possível com a configuração simples.

No caso da configuração 4930 (Figura 4.26), a penetração do vapor na matriz eleva a perda de carga até que seja atingido a capacidade capilar do elemento poroso e, assim o limite operacional. No caso da configuração 4925+9948 a frente de vapor avança ao longo da matriz da mesma forma. Porém, a presença da camada de $10\mu\text{m}$ garante que, quando o menisco esbarrar nesta interface, ganhará pressão extra que garantirá maior capacidade capilar para levar o sistema à mais altas taxas de transferência de calor. Deve-se ressaltar que a presença da camada de $10\mu\text{m}$ garantiria também maior isolamento entre os lados de vapor e líquido, fato que traria as mesmas vantagens já citadas nas análises anteriores de Tamanho de Poro e Espessura.

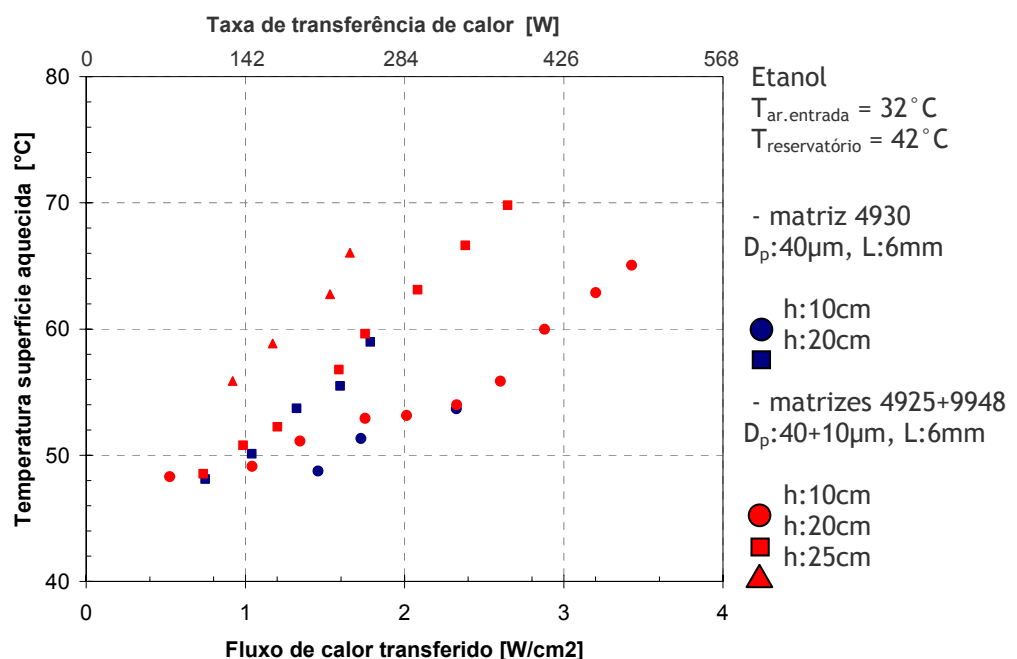


Figura 4.26 - Matriz híbrida com múltiplos tamanhos de poro

No caso de inversão do conjunto de elementos porosos, o contato de um diâmetro de poro mais refinado junto a superfície aquecida aumenta a temperatura de operação e reduz o fluxo de calor limite (Figura 4.27). Neste caso, um menor diâmetro de poro dificultaria a remoção do vapor gerado sob a aleta, desenvolvendo uma película de vapor que serviria como isolante térmico. Comparado com a configuração anterior, a maior resistência térmica exigiria maior temperatura da superfície aquecida para manter o fluxo de calor. Tal característica foi também observada por BRAUTSCH e KEW (2002) e CIESLINSKI (2002).

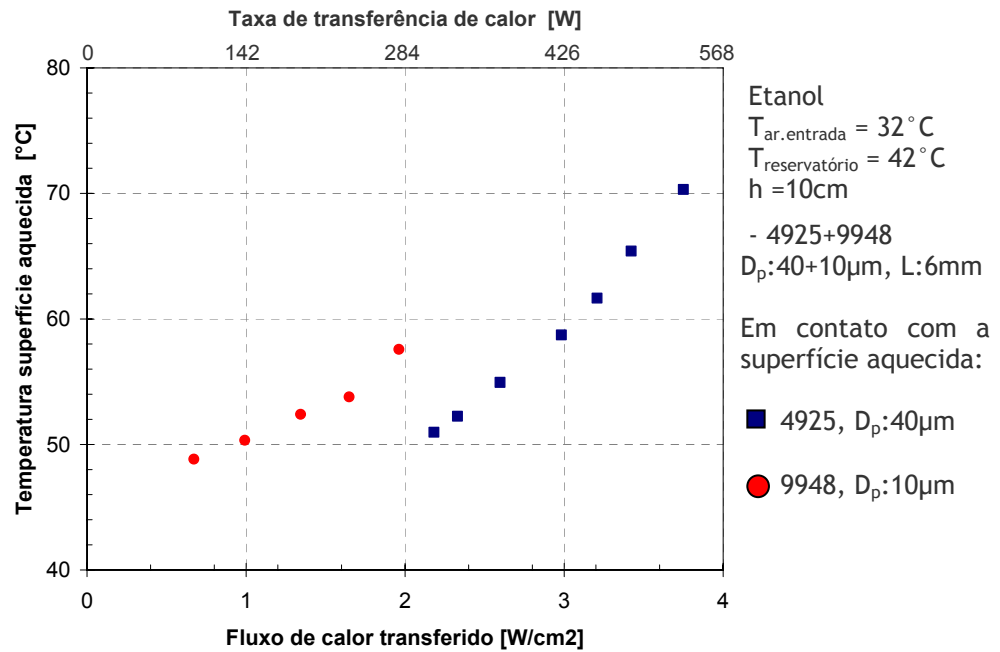


Figura 4.27 - Influência do tamanho de poro no contato com a superfície aquecida

A utilização de configurações híbridas origina uma interface entre as matrizes porosas, podendo este ser um fator complicador na sua aplicação. A Figura 4.28 compara resultados de testes obtidos com matrizes simples e híbridas, mantendo o mesmo diâmetro de poro e espessura. Nas duas elevações consideradas, tais configurações se mostraram equivalentes indicando que a interface gerada entre as matrizes não penaliza o sistema.

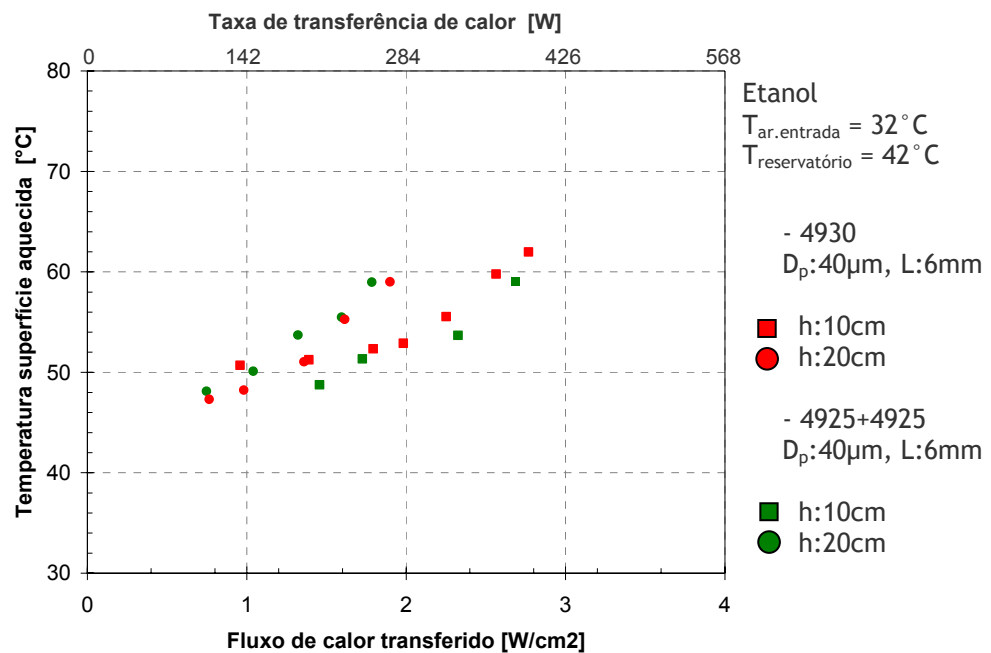


Figura 4.28 - Influência da interface entre as matrizes porosas

4.3.6 Desnível Evaporador/Condensador

O desnível do evaporador em relação ao condensador afeta a perda de carga total do sistema, aumentando portanto a diferença de pressão entre os lados de líquido e vapor no evaporador. A Figura 4.29 mostra a diferença de pressão entre as linhas como função da taxa de transferência de calor e elevação do evaporador.

Percebe-se que com aumento da elevação do evaporador, o fluxo máximo de calor diminui pois parte da pressão capilar que continha o avanço da frente de vapor para o interior da matriz porosa é agora usada para vencer uma maior demanda de pressão.

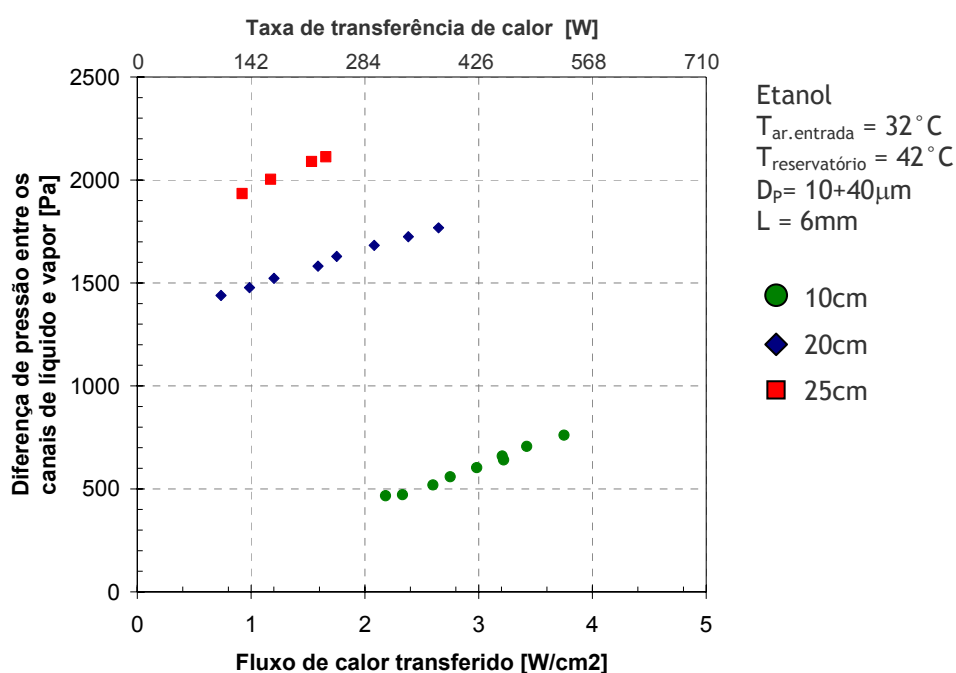


Figura 4.29 - Diferença de pressão entre os canais de líquido e vapor

Além de debilitar a capacidade de bombeamento, o aumento da coluna de líquido também aumenta a pressão na saída do evaporador, fazendo com que a vaporização ocorra a temperaturas mais elevadas e elevando, portanto, ainda mais a temperatura da superfície aquecida (ver Figura 4.23).

4.3.7 Suporte do elemento poroso de policarbonato

Neste item procura-se analisar uma alternativa para conter a transferência de calor do lado quente para o lado frio do evaporador da CPL explorando o efeito do material utilizado na

confecção do suporte da matriz porosa sobre o desempenho da CPL. Testes foram realizados com um suporte de latão e com outro de policarbonato, um material de menor condutividade térmica.

A Figura 4.30 mostra que a temperatura da parede externa do lado frio do evaporador se mantém praticamente na mesma temperatura do líquido proveniente do condensador, quando o suporte é fabricado com policarbonato. Para fluxos superiores a $3,5 \text{ W/cm}^2$ a temperatura do lado frio começa a ser afetada pelo calor que se difunde através da estrutura do evaporador. Por outro lado, com um suporte de latão a temperatura do lado frio assume valores bastante próximos da temperatura do lado quente, mesmo em baixos fluxos de calor, o que degrada a performance do sistema. Fica evidente também que a utilização de um suporte de policarbonato permite que se estabeleça maiores fluxos de calor.

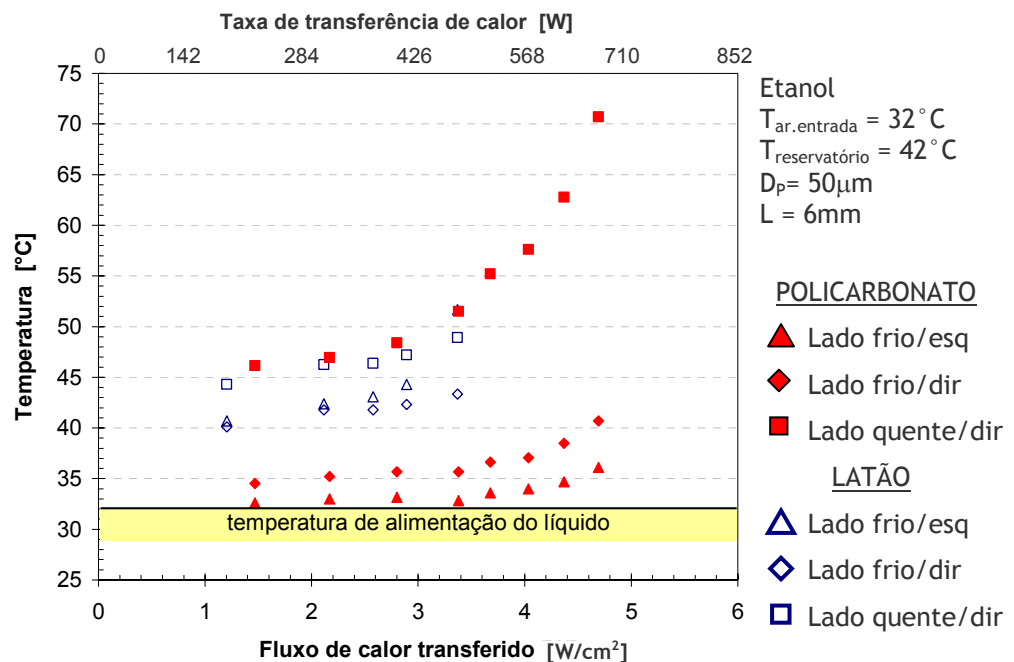


Figura 4.30 - Efeito do material usado na fabricação do suporte do elemento poroso

O calor que se difunde através da estrutura do evaporador é capturado pelo resfriador. Dessa forma, como indicado na Figura 4.31, o calor que chega ao resfriador com a utilização de um suporte de policarbonato é inferior ao que chega quando o suporte de latão é empregado.

Deve-se citar ainda que o sistema utilizando policarbonato mostrou-se mais robusto operacionalmente, permitindo variações mais acentuadas da taxa de dissipação de calor sem que experimentasse falhas.

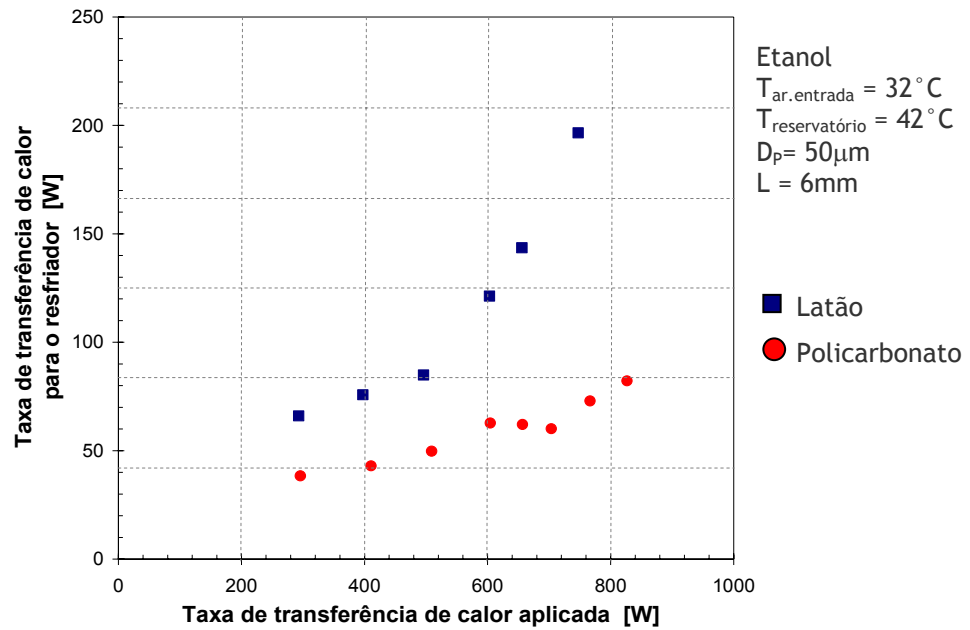


Figura 4.31 - Taxa de transferência de calor no resfriador em função do material do suporte do elemento poroso

4.3.8 Subresfriamento

Durante a maioria dos testes utilizou-se um subresfriamento padrão de $10^{\circ}C$. A Figura 4.32 compara o desempenho de uma mesma configuração de CPL sujeita a graus de subresfriamento de 5 e $10^{\circ}C$. Com a diminuição do subresfriamento, a temperatura da superfície torna-se brevemente inferior. Entretanto, o sistema fica mais suscetível a falhas devido ao aparecimento de bolhas na alimentação do evaporador. Esta fato aumenta a temperatura da superfície aquecida quando a CPL opera com mais altos fluxos de calor, tornando portanto os limites operacionais mais restritivos.

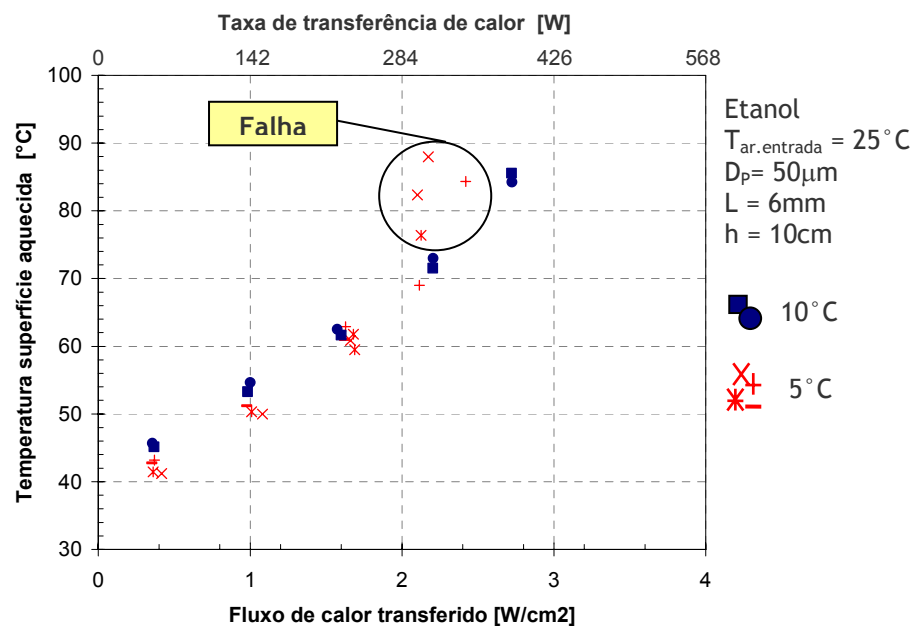


Figura 4.32 - Influência do subresfriamento

4.3.9 Temperatura ambiente

Para efeito da presente análise considera-se como temperatura ambiente a temperatura do ar na seção de entrada do condensador. Uma variação da temperatura ambiente deve ser acompanhada por uma variação da temperatura de saturação do circuito como forma de manter o subresfriamento em 10°C. Isso é feito variando-se a temperatura do reservatório.

A Figura 4.33 compara o desempenho de uma configuração de CPL, sujeita a duas temperaturas ambientes. Percebe-se, em ambas as situações, que o condensador se torna mais eficiente (approach aproxima-se de zero) com o aumento da taxa de transferência de calor.

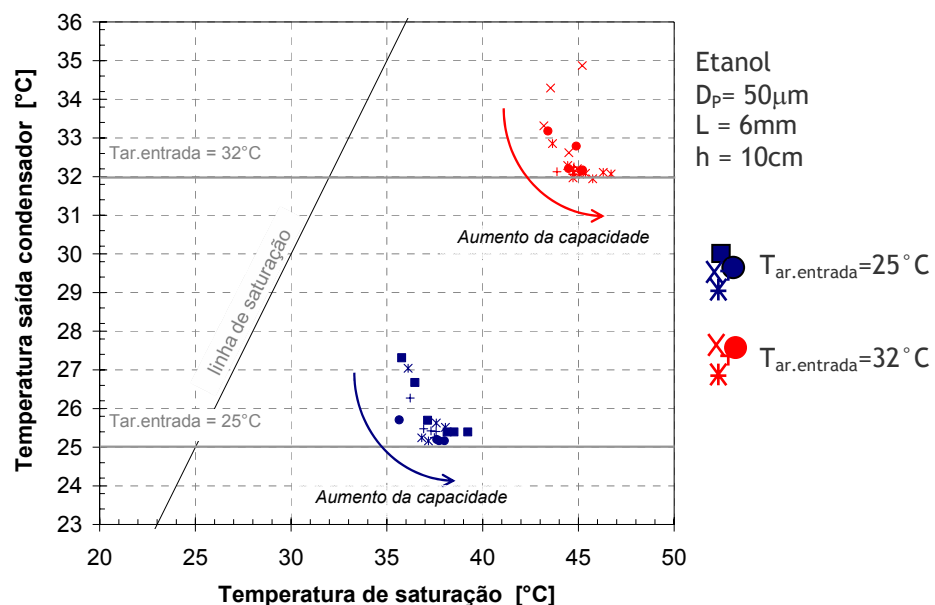


Figura 4.33 - Efeito da temperatura ambiente sobre o desempenho de uma CPL

Com o aumento da temperatura ambiente, aumenta também a temperatura da superfície aquecida para as mesmas trocas térmicas envolvidas (Figura 4.34). Nota-se que a partir dos $3\text{W}/\text{cm}^2$, aproximadamente, a variação da temperatura da superfície aquecida torna-se mais intensa. Isto ocorre porque a partir desta condição, o sistema passa a operar em regime de condutância fixa, sofrendo também aumento de sua temperatura de saturação.

É necessário frisar que a condição de 32°C apresenta um fluxo de calor limite mais elevado porque o teste que identifica esta característica foi executado com a configuração apresentando suporte da matriz porosa em policarbonato, que possui uma maior eficiência, não tratando-se, portanto, de um efeito do aumento da temperatura ambiente.

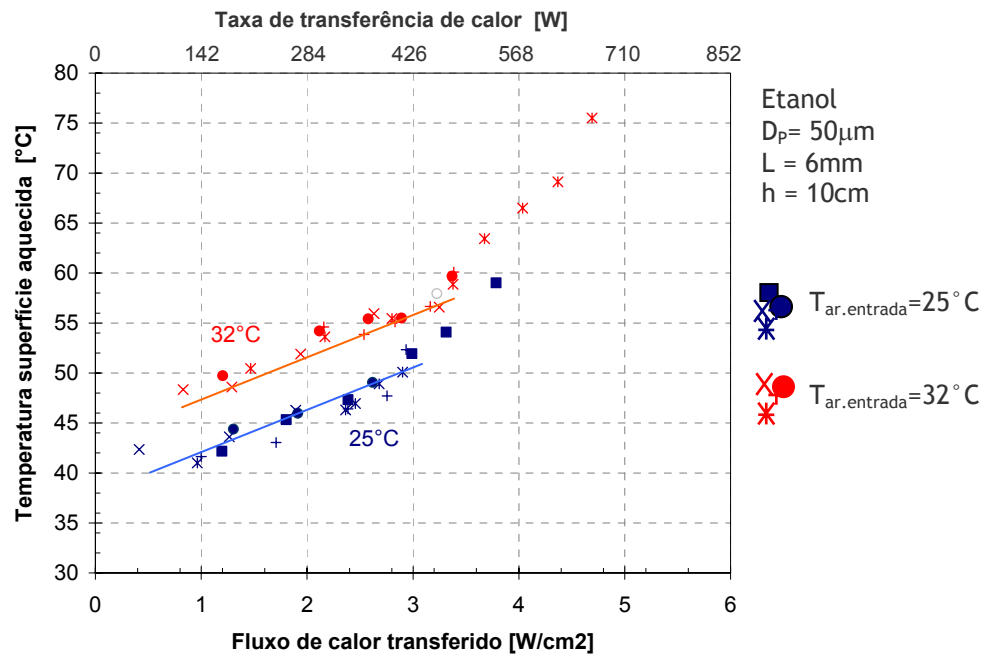


Figura 4.34 - Temperatura da superfície aquecida vs. temperatura ambiente

4.3.10 Gases Incondensáveis

Com o passar do tempo o sistema fica contaminado por gases incondensáveis produzidos por reações químicas no interior do circuito então através de vazamento. A presença de tais gases eleva a pressão de saturação o que, a princípio, aumentaria a temperatura da superfície aquecida.

A Figura 4.35 mostra a variação temporal da temperatura de saturação para uma dada configuração de CPL. Tal sistema foi operado durante 1 mês sem ser aberto ou submetido a processos de carga ou de vácuo. Pode-se perceber que a temperatura de saturação aumenta linearmente com o tempo para todas as taxas de transferência de calor testadas.

Apesar deste aumento na temperatura de saturação, a temperatura da superfície aquecida não é praticamente afetada (Figura 4.36), o que comprova as observações de NIKITKIN et al (1998) e BAUMANN et al (1998) a respeito da robustez do conceito CPL.

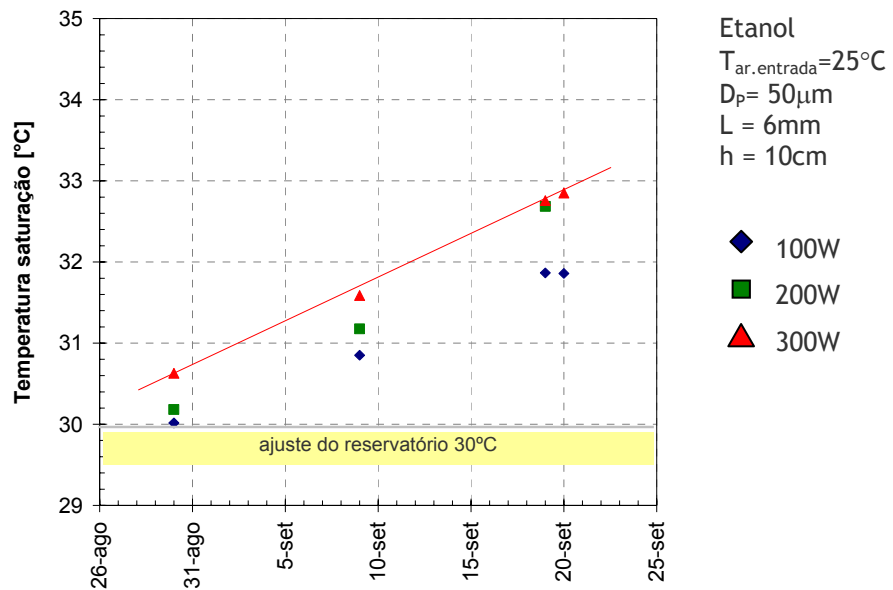


Figura 4.35 - Variação da pressão de saturação ao longo do tempo

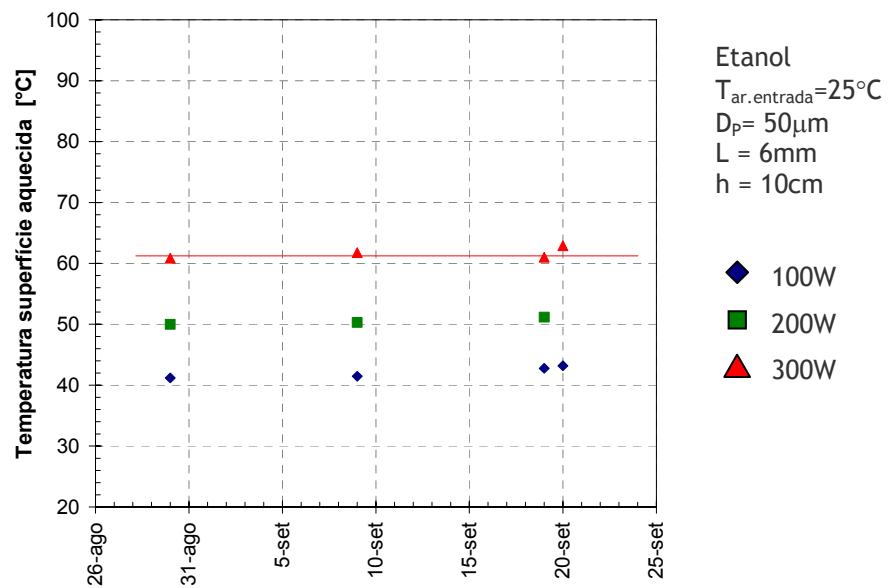


Figura 4.36 - Verificação da temperatura da superfície aquecida ao longo do tempo

4.4 Avaliação final do circuito CPL

O estudo dos fundamentos básicos que regem o comportamento de uma CPL, juntamente com a realização de vários testes experimentais, permitiu explorar com profundidade a aplicação de tal conceito no segmento de refrigeração. Como exposto anteriormente a aplicação proposta exige o transporte de altos fluxos de calor com uma pequena diferença de temperatura mediante o emprego de um fluido amigável ao meio ambiente.

A Figura 4.37 mostra o comportamento das melhores configurações de CPL utilizando água e etanol. No caso específico do etanol, empregou-se um suporte do elemento poroso confeccionado em policarbonato. Percebe-se que com a utilização de etanol a CPL consegue transportar 680W ante um ΔT_{amb} de 44°C, numa condição de temperatura ambiente de 32°C.

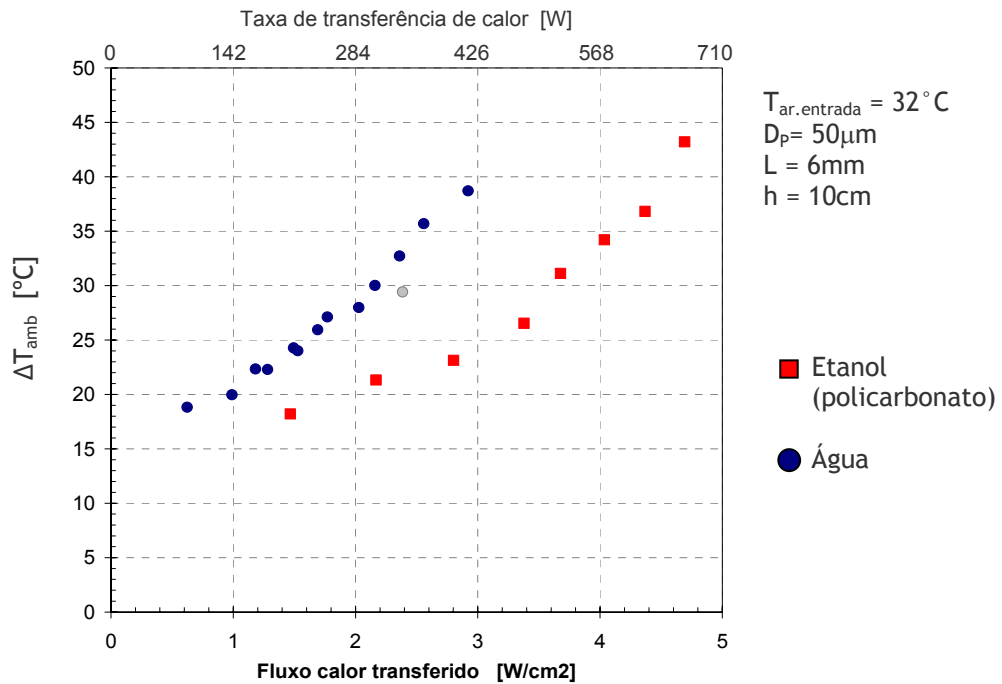


Figura 4.37 - Diferença de temperatura imposta pelo sistema secundário

O comportamento obtido mostra-se aquém da real exigência do setor da refrigeração por dois motivos: (i) a taxa de transferência de calor deve ser igual ou superior à 1200W para atender a demanda do setor comercial e (ii) o ΔT_{amb} obtido é extremamente alto, o que reduz o COP do sistema.

A título de comparação, considerem-se um sistema operando numa condição entre -18 e 32°C. Nesta condição, o COP de Carnot é 5,1. Considerando a adoção de um sistema de transporte de calor ideal no lado frio e adicionando-se o valor $\Delta T_{\text{amb}} = 44^\circ\text{C}$ ao lado quente, passa-se para um COP de 2,7, valor este relativamente baixo para a aplicação proposta.

Capítulo 5

CONCLUSÕES

O presente trabalho deixa evidente que o desenvolvimento de sistemas secundários de transferência de calor para uso em sistemas que empregam novas tecnologias de refrigeração é tão importante quanto o próprio desenvolvimento destes novos conceitos de geração de frio. O conceito de bombeamento bifásico, mais especificamente a CPL, pode se tornar uma alternativa viável para este tipo de aplicação quando alguns problemas de geometria e de transferência de calor forem sanados.

Os diversos resultados obtidos permitiram explorar o comportamento da CPL sob condições operacionais específicas do setor da refrigeração. A melhor configuração obtida, transportou um fluxo máximo de calor de $4,8\text{W}/\text{cm}^2$, com a temperatura da superfície aquecida de 76°C e com a temperatura ambiente de 32°C . O sistema operou com estabilidade e robustez sendo limitado, principalmente, pelo limite capilar no meio poroso e por deficiências no isolamento entre os lados quente e frio do evaporador, problema característico da geometria plana. A resistência de contato entre as partes trocando calor precisa ser minimizada para reduzir a diferença de temperatura no sistema (ΔT_{amb}) que, na melhor condição, atingiu proibitivos 44°C .

Apesar das condições de contorno serem diferentes, o comportamento da CPL foi semelhante ao descrito nos trabalhos encontrados na literatura, mas que na sua maioria são dirigidos para o setor aeroespacial. Os resultados ainda não tão animadores são decorrentes da maior temperatura de condensação exigida pelo setor da refrigeração e por algumas dificuldades de projeto. Todo o trabalho foi focado num único protótipo e, como esperado, possibilidades de evolução foram surgindo ao longo dos testes. Dentre elas destacam-se alterações na geometria dos coletores de alimentação, na tubulação e no corpo do evaporador, além da utilização de materiais mais adequados em alguns pontos do sistema. A inclusão de tais modificações, com certeza, aproximará ainda mais o conceito explorado neste trabalho de uma aplicação real em sistemas de refrigeração.

Ao longo deste trabalho, foram testadas 40 configurações distintas num total de 60 testes os quais deram origem as observações listadas a seguir:

- A carga de fluido refrigerante interfere no regime de operação da CPL. A avaliação da carga de ser cuidadosa para garantir a operação em regime de condutância variável e, dessa forma, evitar a queda na eficiência do circuito;
- A água exige maiores temperaturas de operação quando comparada com o etanol. A maior limitação da água é o alto valor da relação dT/dP , o qual exige um maior subresfriamento do sistema;
- A redução do tamanho de poro aumenta a capacidade capilar. Numa configuração específica, obteve-se uma redução de 10°C na temperatura da superfície aquecida ao se reduzir o diâmetro de poro de $40\mu\text{m}$ para $10\mu\text{m}$;
- O aumento da espessura da matriz porosa tanto aumenta o fluxo de calor máximo como também reduz a temperatura da superfície aquecida. Tal característica deve-se ao maior isolamento térmico entre os lados quente e frio do evaporador;
- As matrizes porosas híbridas se revelam opções altamente promissoras. A obtenção de diferentes características numa única peça permitiu ao sistema atingir maiores fluxos de calor quando comparado à matrizes simples;
- O tamanho de poro em contato com a superfície aquecida influi no processo de vaporização. Os testes indicaram uma redução no fluxo de calor máximo e um aumento da temperatura da superfície aquecida com a utilização de tamanhos de poro reduzidos;
- O isolamento térmico entre os lados frio e quente do evaporador é imprescindível. Os testes utilizando policarbonato como material isolante mostraram tanto ganho de eficiência na transferência do calor como também de robustez operacional do conjunto.

Como sugestões para trabalhos futuros, citam-se:

- Reprojetar o evaporador garantindo (i) melhor estanqueidade, evitando vazamento de ar para o interior do sistema; (ii) isolamento térmico efetivo entre os lados quente e frio para permitir a eliminação do resfriador; (iii) coletores de alimentação e vapor mais eficientes do ponto de vista de distribuição e eliminação do fluido refrigerante;
- Aprofundar a análise das matrizes porosas híbridas de forma a entender com mais clareza qual o mecanismo que garante melhores eficiências no transporte de calor;
- Analisar alternativas no acoplamento do sistema secundário com a máquina térmica para garantir reduzida resistência térmica de contato entre as partes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSI/ASHRAE 41.2 (RA 92), 1987, **Standard methods for laboratory airflow measurement**

ANSI/ASHRAE 37, 1988, **Methods of testing for rating unitary air-conditioning and heat pump equipment**

ARI Standard 410, 2001, **Forced-circulation Air-cooling and Air-heating Coils**

ANDERSON, W.G., 1993, **High Temperature Capillary Pumped Loops**, Heat pipes and Capillary Pumped Loops, vol. 263

BARBETA, P.A.; REIS,M.M.; BORNIA,A.C., 2004, **Estatística para Cursos de Engenharia e Informática**, Editora Atlas

BAUMANN, J.; CULLIMORE, B.; YENDLER, B.; BUCHAN, E., 1998, **Non Condensable Gas, Mass and Adverse Tilt Effects on the Start up of Loop Heat Pipes**, SAE 1999-01-2048

BAZZO, E.; RIEHL,R.R., 2003, **Operation Characteristics of a Small-scale Capillary Pumped Loop**, Applied Thermal Engineering, No 23, pp. 687-705

BEJAN, A., 1995, **Convection Heat Transfer**, John Wiley and Sons, 2^a ed.

BENEDICT, R.P., 1984, **Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow Measurements**, 3^a ed, editora Wiley

BRAUTSCH, A.; KEW, P.A., 2002, **Examination and Visualization of Heat Transfer Process During Evaporation in Capillary Porous Structures**, Applied Thermal Engineering, No 22, pp. 815-824

BRESCIANI, J.C.; CAMARGO, H.R.; BAZZO, E., 2004, **Estudo Experimental de um Sistema de Bombeamento Capilar de Ranhura Circunferencial**, 11^o CREEM, 30ago-3set

- BUSH; J.W.M, **Surface Tension Module**, 2006, Department of Mathematics, MIT
- CANTI, G.; CELATA, G.P.; CUMO, M.; FURRER, M., 1998, **Thermal Hydraulic Characterization of Stainless Steel Wicks for Heat Pipe Applications**, Rev. Gén Therm, Vol. 37, pp. 5-16
- CAREY, V.P., 1992, **Liquid-Vapor Phase Change Phenomena. An Introduction to the Thermodynamics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment**, Taylor and Francis
- CERZA, M.; HERRON, R.; HARPER, J., 2001, **The Effect of Sink Temperature On a Capillary Pumped Loop Employing a Flan Evaporator and Shell and Tube Condenser**, ASME-International Mechanical Engineering Congress and Exposition, New York, 11 - 16/11/2001.
- CHEN, P.; LIN, W., 2001, **The Application of Capillary Loop for Cooling of Electronic Components**, Applied Thermal Engineering - Vol 21: 1739-1754
- CHEUNG, K.; HOANG, T.; KU; L.; KAYA, T., 1998, **Thermal Performance and Operational Characteristics of Loop Heat Pipe**, 28th International Conference on Environmental Systems, Massachusetts - USA, 13-16/07/1998.
- CHOWDHURY, S.K.R.; WINTERTON, R.H.S., 1985, **Surface Effects in Pool Boiling**, Heat and Mass Transfer Journal - Vol. 28, No.10, pp. 1881-1889
- CIESLINSKI, J.T., 2002, **Nucleate Pool Boiling on Porous Metallic Coatings**, Experimental Thermal and Fluid Science, No. 25, pp. 557-564
- CUTLER, W.G.; DAVIS,R.C., 1972, **Surface Science Series: Detergency. Theory and Test Methods. Part 1**, Marcel Denker, INC.
- ÇENGEL, Y.A.; BOLES, M.A., 2004, **Thermodynamics: An Engineering Approach**, McGraw-Hill, 4^a ed.
- DEBACHER, N.A., 1991, **Studies on the Dynamics of Wetting Processes**, Tese de Doutorado, University of Bristol, Department of Physical Chemistry
- DELIL, A., 2000, **Research Issues on Two-Phase Loops for Space Applications**, Symposium on Space Flight Mechanics, Institute of Space and Astronautical Science, Sagamihara, Japan
- DELIL, A.; BATURKIN, V., 2002, **Miniature Loop Heat Pipe with a Flat Evaporator**, 12th International Heat Pipe Conference, Russia, 19-24/05/2002

DULLIEN, F.A.L., 1979, **Porous Media: Fluid Transport and Pore Structure**, Academic Press

ENTREMONT, B.P.; OCHTERBECK, J.M., 2007, **Vapor Pressure Limits in Capillary Pumped Loops**, 14th International Heat Pipe Conference, Brasil, 22-27/04/2007

FAGHRI, A., 1995, **Heat Pipe Science and Technology**, Taylor and Francis

FIGUS, C.; BRAY, Y.L.; BORIES, S.; PRAT, M., 1999, **Heat and Mass Transfer with Phase Change in a Porous Structure Partially Heated: Continuum Model and Pore Network Simulations**, International Journal of Heat and Mass Transfer, No. 42, pp. 2557-2569

GONCHAROV, K.; KOTLYAROV, E.; SMIRNOV, F.; SCHLITT, R.; BECKMANN, K.; MEYER, R.; MÜLLER, R., 1994, **Investigation of Temperature Fluctuation in Loop Heat Pipes**, 24th International Conference on Environmental Systems and 5th European Symposium on Space Environmental Control Systems, Germany, 20-23/06/1994.

HOLLEY, B.; FAGHRI, A., 2006, **Permeability and Effective Pore Radius Measurements for Heat Pipes and Fuel Cell Applications**, Applied Thermal Engineering, No 26, pp. 448-462

HONG, J.T.; CHEN, S.L.; WANG, S.C., 1991, **Effect of Non-condensable Gas on the Performance of a Two-Phase Closed Thermosyphon with Wall Conduction**, Int. Comm. Heat Mass Transfer, vol. 18, pp. 691-704

JAMIALAHMADI, M.; MÜLLER, S.H.; IZADPANAH, M.R., 2005, **Pressure Drop, Gas Hold-up and Heat Transfer During Single and Two-phase Flow Through Porous Media**, International Journal of Heat and Fluid Flow, No. 26, pp. 156-172

KANG, M.G., 2000, **Effect of Surface Roughness on Pool Boiling Heat Transfer**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp. 4073-4085

KAVIANY, M., 1995, **Principles of Heat Transfer in Porous Media**, Springer, 2^a ed

KAYA, T.; KU, J., 2000, **Performance Characteristics of a Terrestrial Loop Heat Pipe**, American Institute of Aeronautics and Astronautics

KHANDEKAR, S., 2004, **Thermo-hydrodynamics of Closed Loop Pulsating Heat Pipes**, Tese de Doutorado, Universidade de Stuttgart, Alemanha

KHRUSTALEV, D.; FAGHRI, A., 1995, **Heat Transfer in the Inverted Meniscus Type Evaporator at High Heat Fluxes**, Heat and Mass Transfer Journal, vol. 38, No.16, pp. 3091-3101

- KHRUSTALEV, D.; FAGHRI, A., 1996, **Estimation of the Maximum Heat Flux in the Inverted Meniscus Type Evaporator of a Flat Miniature Heat Pipe**, Heat and Mass Transfer Journal, vol. 39, No.9, pp. 1899-1909
- KREITH, F.; BOHN M.S., 1993, **Principles of Heat Transfer**, West Pub. Co.
- KU, J., 1999, **Operating Characteristics of Loop Heat Pipe**, 29th International Conference on Environment System, Denver - USA, 12-15/07.
- LaCLAIRE, T.J., MUDAWAR, I., 2000, **Thermal transients in a Capillary Evaporator prior to the initiation of Boiling**, International Journal of Heat and Mass Transfer, No 43, pp. 3937-3952
- LI, T; OCHTERBECK, J.M., 1999, **Effect of Wick Thermal Conductivity on Startup of a Capillary Pumped Loop Evaporator**, American Institute of Aeronautics and Astronautics
- LIAO, Q.; ZHAO, T., 1999, **Evaporative Heat Transfer in a Capillary Structure Heated by a Grooved Block**, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 13(1), pp. 126-133.
- LIAO, Q.; ZHAO, T., 2002, **Rapid Vaporization of Subcooled Liquid in a Capillary Structure**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 165-172
- MAYDANIK, Y.; FERSHTATER, Y.; SOLODOVNIK, N., 1994, **Design and Investigation of Methods of Regulation of Loop Heat Pipes for Terrestrial and Space Applications**, SAE 941407.
- MAYDANIK, Y.F., 2005, **Loop Heat Pipe**, Applied Thermal Engineering, No 25, pp. 635-657
- McDONALD, T.W.; HWANG, K.S.; DICICCIO, R., 1977, **Thermosiphon Loop Performance Characteristics - Part I - Experimental Study**, ASHRAE TRANSACTIONS, Vol. 83, Part II
- McDONALD, T.W.; ALI, A.F.M., 1977, **Thermosiphon Loop Performance Characteristics - Part II - Simulation Program**, ASHRAE TRANSACTIONS, Vol. 83, Part II
- McDONALD, T.W.; ALI, A.F.M., 1977, **Thermosiphon Loop Performance Characteristics - Part III - Simulated Performance**, ASHRAE TRANSACTIONS, Vol. 83, Part II
- MONTGOMERY, D.C.; RUNGER, G.C., 2003, **Estatística Aplicada e Probabilidade para Engenheiros**, 2ª edição, Editora LTC
- MUGHAL, M.P.; PLUMB, O.A., 1995, **An Experimental Study of Boiling on a Wicked Surface**, Heat and Mass Transfer Journal - Vol. 39, No.4, pp. 771-777.

- MURAOKA, I., 1998, **Estudo Teórico e Experimental do Comportamento de um Sistema de Transporte de Calor por Bombeamento Capilar**, Tese de Doutorado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA
- NIKITKIN, M.; BIENERT, W.; GONCHAROV, K., 1998, **Non Condensable Gases and Loop Heat Pipes Operation**, SAE 981584
- NIKITKIN, M.; CULLIMORE, B., 1998, **CPL and LHP: What are the differences, What are the Similarities?**, SAE 981587
- PASSOS, J.C., 2002, **Ebulição: Fundamentos e Aplicações**, ENCIT 2002
- POUZET, E.; JOLY, J.L.; PLATEL, V.; GRANDPEIX, J.Y.; BUTTO, C., 2004, **Dynamic Response of a Capillary Pumped Loop Subjected to Various Heat Load Transients**, International Journal of Heat and Mass Transfer, No 47, pp. 2293-2316
- PRAT, M., 1998, **Discrete Models of Liquid-Vapor Phase Change Phenomena in Porous Media**, Revue Generale de Thermique, No. 37, pp. 954-961
- REIMBRECHT, E.G., 2003, **Fabricação, caracterização geométrica e determinação de propriedades hidráulicas de elementos porosos para uso em bombas capilares**, Tese Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina
- SCHLITT, R., 1995, **Performance Characteristics of Recently Developed High-Performance Heat Pipes**, Heat Transfer Engineering, vol. 16, no.1
- SCURLOCK, R.G., 1995, **Enhanced Boiling Heat Transfer Surfaces**, Cryogenics Magazine, No. 35, pp. 233-237
- SHIBAYAMA, S.; MOROOKA, S., 1980, **Study on Heat Pipe**, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.23, pp. 1003-1013
- TORKKELI, A., 2003, **Droplet Microfluidics on a Planar Surface**, Dissertação de Doutorado, Helsinki University of Technology, Finland
- VASILIEV, L.L., 1998, **State-of-the-art on Heat Pipe Technology in the Former Soviet Union**, Applied Thermal Engineering - Vol.18, No.7, pp. 507-551
- VASILIEV, L.; VASILIEV, L. Jr, 2005, **Sorption Heat Pipe: a New Thermal Control Device for Space and Ground Application**, International Journal of Heat and Mass Transfer, No 48, pp. 2464-2472

- VASILIEV, L.L., 2005, **Heat Pipe in Modern Heat Exchangers**, Applied Thermal Engineering - No.25, pp. 1-19
- WANG, Y.; VAFAI, K., 2000, **Transient Characterization of Flat Plate Heat Pipes During Startup and Shutdown Operations**, International Journal of Heat and Mass Transfer, No 43, pp. 2461-2655
- WEISLOGEL, M.M, 2000, **Passive Oscillatory Heat Transport Systems**, TDA Research Inc.
- WILLIAMS, R.R; HARRIS, D.K, 2006, **A Device and Technique to Measure the Heat Transfer Limit of Planar Heat Pipe Wick**, Experimental Thermal and Fluid Science 30 (2006) 277-284
- WOLF, D.; BIENERT, W.,1994, **Investigation of Temperature Control Characteristics of Loop Heat Pipes**, SAE 941576.
- WRENN, K.R, 2004, **Capillary Pumped Loop Performance Investigation Through Flow Visualization**, Dissertação de Doutorado, University of Maryland, United States
- XU, J.L.; LI, Y.X.; WONG, T.N., 2005, **High Speed Flow Visualization of a Closed Loop Pulsating Heat Pipe**, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 48, pp. 3338-3351
- ZHANG, N., 2001, **Innovative Heat Pipe Systems Using a New Working Fluid**, Int. Comm. Heat and Mass Transfer, vol.28, No.8, pp. 1025-1033

APÊNDICES

APÊNDICE A

PRINCÍPIO DA CAPILARIDADE

Os diferentes conceitos de sistemas de transferência de calor passivos, entre eles a CPL, utilizam o Efeito Capilar criado numa matriz porosa para gerar a diferença de pressão necessária ao bombeamento.

O Efeito Capilar, Ação Capilar ou simplesmente Capilaridade é a habilidade de uma estrutura sólida interagir com um líquido permitindo que este se desloque através da sua superfície vencendo forças contrárias, como a gravidade por exemplo. Isto ocorre devido a uma interação molecular entre o fluido e a estrutura em questão.

Uma maneira simples de observar a ação capilar consiste na inserção de um tubo capilar de vidro num recipiente contendo água. Assim procedendo, pode-se observar a formação de um menisco côncavo e a elevação de uma pequena coluna de líquido no interior do duto. Por analogia, uma matriz porosa é capaz de absorver líquido num de seus extremos e transferi-lo ao outro, gerando uma coluna de líquido ou cobrindo grandes distâncias horizontais.

Tensão superficial

A Tensão Superficial consiste no efeito observado na superfície dos líquidos que a faz comportar-se como uma fina película elástica, permitindo por exemplo, que pequenos objetos sejam nela sustentados e sendo também diretamente responsável pela ação capilar. Do ponto de vista mecânico, o sistema se comporta como dois fluidos separados por uma membrana uniforme de espessura infinitesimal (DULLIEN, 1979).

Sólidos e líquidos resistem a esforços de tração, revelando a existência de forças de atração entre suas moléculas. Mesmo em gases e vapores, existem forças de atração molecular (BUSH, 2006).

A interação molecular deve-se às forças eletromagnéticas geradas pelas cargas elétricas (prótons e elétrons) que compõem os átomos das moléculas. De acordo o com tipo de ligação

intermolecular (Pontes de Hidrogênio, Interação Dipolo-Dipolo e Forças de Van der Waals) e do tamanho das moléculas - a força de interação aumenta com a redução do tamanho - observa-se diferentes graus de atração molecular e, assim, uma maior ou menor dificuldade para separar as moléculas. O resultado concreto desta característica é observado nas diferenças físico-químicas das substâncias. Por exemplo, dentre as ligações intermoleculares, as Pontes de Hidrogênio são encontradas na água e são as mais fortes. Por esta razão, a água possui altos valores de Calor Específico (4,18kJ/kgK) e de Calor Latente de Vaporização (40,8kJ/mol). Por sua vez, as Forças de Van der Waals são consideradas uma das mais fracas ligações intermoleculares, sendo encontradas entre as moléculas dos gases nobres, os quais apresentam extrema volatilidade justamente devido a baixa interação intermolecular. O Calor Latente de Vaporização do Hélio, por exemplo, é de apenas 0,0845kJ/mol.

Forças exercidas entre moléculas da mesma espécie química (num mesmo material) são denominadas Forças de Coesão. Por sua vez, forças de atração entre moléculas de espécies químicas diferentes (diferentes materiais) são denominadas Forças de Adesão.

Esforços de tração crescentes provocam o alongamento de um corpo até seu rompimento, demonstrando que as forças de coesão diminuem à medida que aumenta a distância entre as moléculas. Ainda, as forças de adesão se mostram mais intensas que as de coesão. A água, por exemplo, adere fortemente a uma superfície de vidro perfeitamente desengordurada. Para levantar uma placa de vidro posicionada numa lâmina d'água é necessário um esforço considerável. Inspeccionando a placa, percebe-se que a face de contato está molhada, indicando que o levantamento do vidro se dá com superação das forças de coesão existente nas moléculas da água, sem vencer entretanto as de adesão entre as moléculas da água e do vidro. Assim constata-se que a *adesão* entre a água e o vidro é mais intensa do que a *coesão* da água.

A matéria resiste indefinidamente aos esforços de compressão, desenvolvendo forças crescentes de repulsão entre as moléculas quando elas são aproximados. Desta forma, a força entre moléculas é definida de acordo com suas distâncias relativas, variando desde a repulsão à atração.

A Figura 7.1 mostra que na posição N a força líquida torna-se nula devido ao equilíbrio entre as forças de repulsão e atração. A partir do ponto N a força de atração aumenta até um valor máximo M. A partir deste ponto, a força de atração diminui gradativamente até se tornar nula.

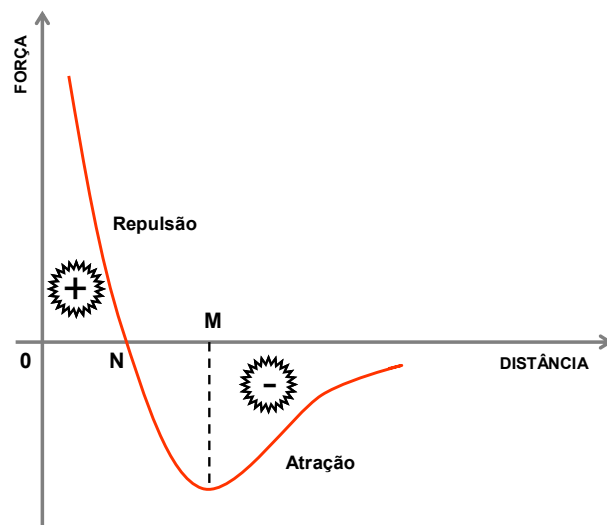


Figura 7.1 - Relação entre força molecular versus distância entre moléculas

A tensão superficial deve-se a existência das forças de coesão. Para melhor explicar a sua origem e as conseqüências da sua existência, deve-se considerar 3 conceitos complementares entre si.

Conceito 1 - Numa primeira análise, deve-se perceber que a tensão superficial surge como resultado do equilíbrio das forças de coesão entre as moléculas situadas na superfície do líquido. A Figura 7.2, mostra que uma molécula 'A' interage com moléculas vizinhas, todas internas ao fluido, através de um campo de forças de coesão de resultante nula. Já numa molécula 'B', cuja esfera de ação possui uma calota externa ao líquido, as forças de coesão determinam uma resultante dirigida para dentro do líquido. A força resultante é máxima para moléculas situadas na superfície livre do fluido (C). Note que existe também uma interação entre as moléculas situadas na superfície do líquido e as moléculas do vapor ou ar que compõem a região externa ao líquido. Entretanto, como este vapor é muito menos denso que o líquido, a força exercida é muito menor quando comparada com a exercida pelas moléculas internas ao líquido.

A força resultante tende a arrastar as moléculas superficiais para o interior do líquido, forçando a superfície a assumir a menor área possível. Elas são equilibradas por forças de repulsão aplicadas pelas moléculas subjacentes.

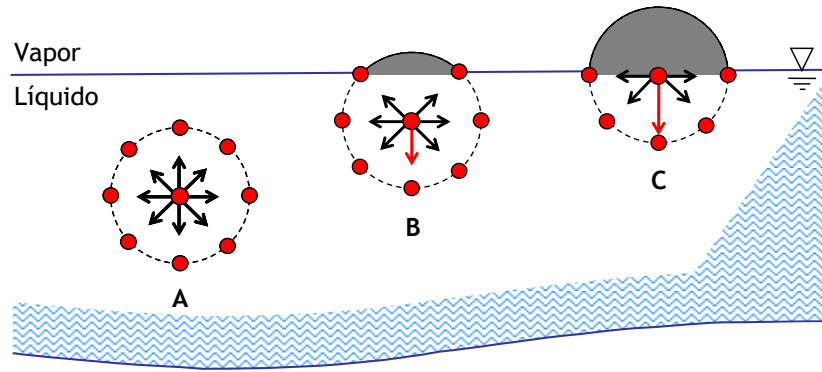


Figura 7.2 - Representação do equilíbrio de forças intermolecular

Conceito 2 - Num segundo momento, deve-se recorrer à definição de Tensão Superficial,

$$\sigma = \left(\frac{\partial G}{\partial A} \right)_{P,T} \quad 7.1$$

Onde 'G' representa a Energia Livre de Gibbs (eq. 7.2) e 'A' a área da superfície.

$$G = E + PV - TS \quad 7.2$$

A Energia Livre de Gibbs permite estimar a quantidade de energia disponível num sistema submetido a condições específicas de temperatura e pressão. Compreende a Energia Interna 'E' do fluido, a qual está relacionada com as ligações intramoleculares existentes. Ou seja, a tensão superficial está intimamente atrelada às ligações intermoleculares do fluido e quanto mais forte forem, maior será a Tensão Superficial.

Por ser uma característica do fluido, a tensão superficial assume valores constantes para uma dada condição de temperatura e pressão. Assim, o aumento na área superficial 'A' origina um aumento da energia livre 'G'.

Conceito 3 - deslocar uma molécula do interior do líquido para a superfície livre resulta em dois efeitos simultâneos, a saber: (i) aumento da superfície livre do líquido - *conceito 1* - e (ii) aumento da energia potencial de coesão das moléculas superficiais - *conceito 2*. Considerando que a condição de equilíbrio estável, condição buscada por todos os sistemas, corresponde a um mínimo de energia, conclui-se que a superfície livre de um líquido tende a adquirir a menor área possível de

forma a minimizar a energia potencial de coesão. Por essa razão, o líquido quando deixado livre, tende a tomar a forma de uma esfera, já que a esfera possui a menor área superficial para um dado volume.

Com base em tais conceitos, pode-se concluir que as forças de coesão originam forças tangenciais na superfície livre do líquido que tendem a contraí-la. Além disso, a energia disponível na superfície do líquido possui um potencial para interação com outra superfície, gerando forças como as de adesão mencionada no exemplo da placa de vidro em contato com um filme d'água.

Para quantificar a Tensão Superficial, considere um segmento de reta AB sobre a superfície livre de um líquido (Figura 7.3). Em cada ponto deste segmento a película superficial exerce uma força na própria superfície e normal ao segmento. Entende-se por Tensão Superficial, σ , a força de coesão superficial por unidade de comprimento da linha na qual ela se aplica (eq. 7.3).

$$\sigma = \frac{\Delta F}{\Delta L} \quad 7.3$$

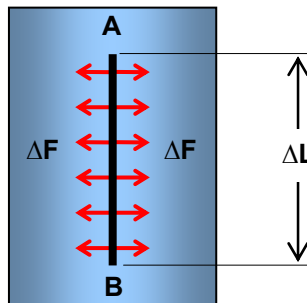


Figura 7.3 - Linha de equilíbrio superficial

A unidade de tensão superficial é o Newton/metro. Análises dimensionais mostram que a unidade de tensão superficial N/m é equivalente a J/m^2 , ou seja, que tensão e energia superficial são conceitos equivalentes.

A tensão superficial depende da natureza do líquido e, via de regra, diminui com o aumento da temperatura atingindo um valor nulo à temperatura crítica. A Tabela 12 apresenta valores de tensão superficial para alguns fluidos.

Tabela 12 - Tensão superficial para alguns líquidos

<i>Tensão superficial de líquidos (20° C)</i>	
Mercúrio	0,4650 N/m
Água	0,0722 N/m
Etanol	0,0223 N/m
Amônia	0,0212 N/m

A noção de tensão superficial aplica-se também a superfície de separação entre duas substancias quaisquer, sendo aqui denominada Tensão Interfacial. Fluidos miscíveis, no entanto, não apresentam uma fronteira delineada pela tensão interfacial. Na superfície dos sólidos, é definida uma propriedade semelhante que, neste caso, recebe o nome de Energia Livre Superficial (Tabela 13).

Tabela 13 - Energia livre superficial de alguns sólidos

<i>Energia livre superficial de sólidos (20° C)</i>	
Cobre	1,020 N/m
Polietileno	0,035 N/m

Efeito Capilar

A interação molecular origina forças coesivas entre moléculas semelhantes gerando a Tensão Superficial. Entre moléculas diferentes a interação molecular origina forças adesivas que irão caracterizar o Efeito Capilar. O Efeito Capilar ocorre quando a força de adesão entre o líquido e uma superfície sólida é mais forte que a força de coesão intermolecular do próprio líquido. O efeito causa a formação de um menisco côncavo no ponto onde o líquido toca a superfície sólida. O mesmo efeito leva um material poroso a encharcar-se quando colocado em contato com um líquido.

A Figura 7.4 mostra uma gota de líquido em contato com uma superfície sólida. Três interfaces podem ser identificadas: (1) interface sólido-líquido, (2) interface sólido-vapor e (3) interface líquido-vapor. Cada uma destas interfaces é caracterizada por uma interação entre as moléculas das fases em questão gerando uma tensão característica para cada condição. Assim, σ_{SV} representa a tensão gerada na interface sólido-vapor, σ_{SL} representa a tensão gerada na interface sólido-líquido e σ_{LV} a tensão na interface líquido-vapor.

Cada uma destas interfaces tentará buscar o equilíbrio diminuindo sua energia superficial. Como resultado, as energias superficiais das interfaces competem entre si, criando forças resultantes destas interações que modificam a forma da gota até que o equilíbrio seja atingido. Em equilíbrio, a gota de líquido assume a forma de uma cúpula, caracterizada por um Ângulo de Contato θ . Este é o ângulo no qual a interface líquido-vapor encontra a superfície sólida, medido sempre em relação à fase líquida, sendo único para cada combinação líquido-sólido-vapor uma vez que depende da interação entre as energias superficiais dos materiais que compõem este sistema (TORKKELI, 2003).

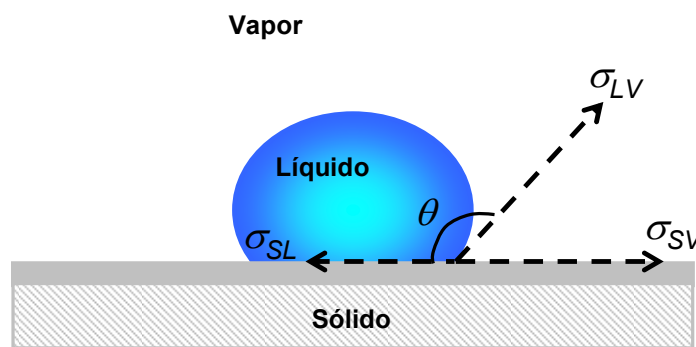


Figura 7.4 - Tensões Interfaciais

Considerando equilíbrio mecânico e a superfície sendo ideal (lisa, plana, rígida e homogênea) o sistema satisfaz a equação de Young-Dupré (DEBACHER, 1991):

$$0 = \sigma_{SV} - \sigma_{SL} - \sigma_{LV} \cos \theta \quad 7.4$$

Se a tensão superficial do fluido for grande o suficiente, suas moléculas tenderão a ficar coesas e buscando a geometria de menor energia, ou seja, a forma esférica, não permitindo que o fluido se espalhe sobre a superfície. Como regra, caso a energia livre superficial do sólido superar o valor de tensão superficial do líquido ocorrerá uma interação molecular na qual as forças de adesão superarão as de coesão fazendo com que o líquido se espalhe sobre a superfície. Um exemplo é o caso da interação de fluidos com uma placa confeccionada em polietileno. O polietileno ($\sigma=0,035\text{N/m}$) é hidrofóbico, isto é, a água ($\sigma=0,072\text{N/m}$) não consegue molhá-lo, ficando esta coesa em forma de gotas sobre sua superfície. Por sua vez, o etanol ($\sigma=0,022\text{N/m}$) espalha-se com extrema facilidade pela superfície do polietileno.

Por convenção, se $\theta < 90^\circ$ diz-se que o fluido molha a superfície sólida. Do contrário, $\theta > 90^\circ$, o fluido é dito não-molhante (Figura 7.5).

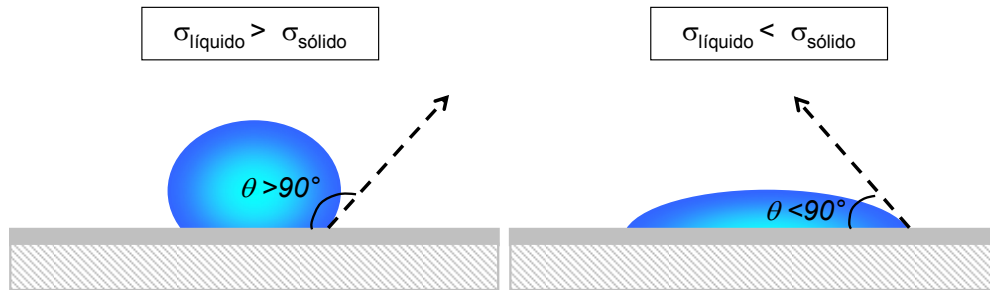


Figura 7.5 - Ângulo de Contato e característica de molhabilidade da superfície

Em superfícies extremamente hidrofílicas as gota d'água espalha-se completamente sobre a superfície gerando um ângulo de contato próximo a 0° . Superfícies hidrofílicas mais comuns apresentam ângulos de contato entre 10° a 30° . Em superfícies hidrofóbicas, são observados grandes ângulos de contato (70° à 90°). Superfícies como o Teflon garantem altíssimos ângulos de contato (115°) e superfícies micro-estruturadas (com relevos microscópicos) atingem ângulos de contato na faixa de 150° a 170° .

As forças capilares geram efeitos peculiares em tubos de pequenos diâmetros (chamados tubos capilares) e, de um modo mais geral, em quaisquer espaços estreitos. Tais efeitos são denominados Fenômenos de Capilaridade. Nestes sistemas capilares, o equilíbrio mecânico, isto é, a ausência de uma força resultante atuando no sistema, é atingido não somente considerando a pressão hidrostática e a atração gravitacional mas também as forças referentes à tensão superficial, ou as Forças Capilares.

Considera-se a interação de uma superfície sólida com uma gota d'água em dois cenários, hidrofílico e hidrofóbico, ambos representados na Figura 7.6 como uma função da inclinação da superfície. Na situação 'D', que representa um tubo capilar hipotético, pode-se perceber o aparecimento de dois meniscos, um convexo e outro côncavo, dependendo da superfície ser hidrofóbica ou hidrofílica. Nestes casos, os conceitos anteriormente definidos para ângulo de contato e tensão superficial ainda se aplicam.

Dependendo do ângulo de contato na interface sólido-líquido-vapor, o fluido será então aspirado (situação hidrofílica) ou repelido (situação hidrofóbica) do interior do tubo capilar.

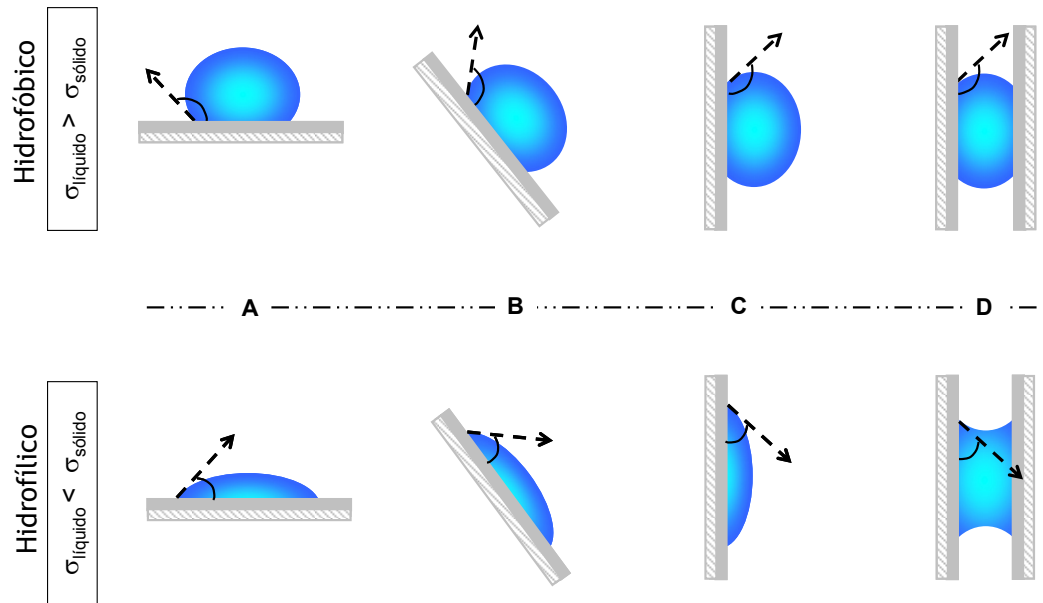


Figura 7.6 - Característica capilar

A modificação do raio do tubo capilar varia o equilíbrio de forças no menisco modificando a sua geometria e variando a força resultante. Como mostrado na Figura 7.7, tanto no caso da combinação hidrofóbica como na hidrofílica a redução do diâmetro do tubo capilar aumentou a força resultante que por sua vez aumentou a distância entre os meniscos e a superfície livre do fluido.

No caso da condição hidrofóbica, o aumento da força resultante dificulta a penetração do mercúrio no tubo, aumentando assim distância de submersão de H_1 para H_2 . Um efeito inverso ocorre na condição hidrofílica, quando o fluido passa a penetrar mais facilmente no tubo.

Para determinar o valor da pressão capilar gerada pela presença do menisco, considere-se um tubo capilar de raio $R = D/2$, em posição vertical e com a sua extremidade inferior imersa em um líquido de densidade absoluta ρ e tensão superficial σ (Figura 7.8). Seja θ o ângulo de contato entre a interface líquido/vapor e a parede do tubo. Admite-se aqui uma condição hidrofílica ($\theta < 90^\circ$). Seja ΔL um segmento elementar da linha de junção entre o menisco e o tubo. Nele a tensão superficial exerce uma força de intensidade $\sigma \Delta L = F_c$, que pode ser decomposta nas suas componentes horizontal e vertical. As componentes horizontais se equilibram duas a duas, e as verticais admitem uma resultante dirigida para cima e de intensidade tal que equilibra a coluna de líquido de altura H .

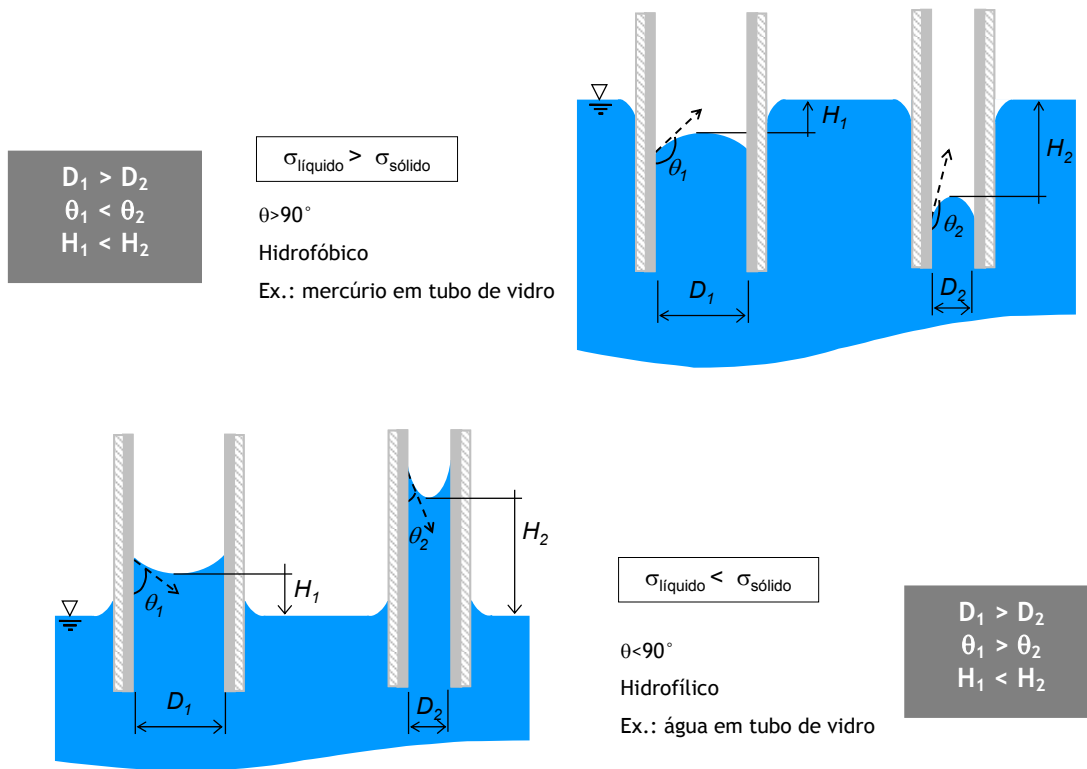


Figura 7.7 - Efeito Capilar

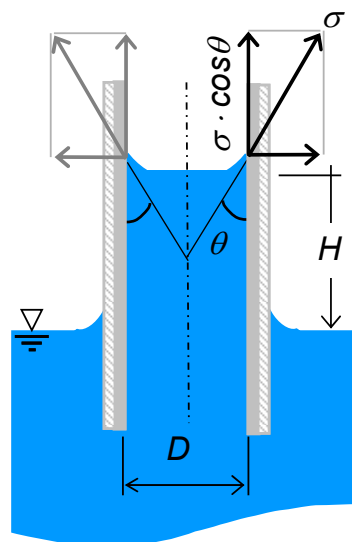


Figura 7.8 - Balanço de forças no sistema capilar

A força capilar gera uma diferença de pressão no menisco que passa a ser compensada pelo peso da coluna de líquido,

$$F_C = F_g \quad 7.5$$

sendo a força capilar expressa através da sua componente vertical,

$$\therefore F_C = \sigma \cdot \Delta L \cdot \cos \theta \quad 7.6$$

e o peso da coluna de líquido expresso como

$$\therefore F_g = \rho g V \quad 7.7$$

Assim,

$$\sigma \cdot \Delta L \cdot \cos \theta = \rho g V \quad 7.8$$

onde ΔL é o comprimento de ação da força capilar, ou seja, o perímetro do tubo,

$$\therefore \Delta L = 2\pi \cdot r \quad 7.9$$

e 'V' é o volume da coluna de líquido,

$$\therefore V = \pi \cdot r^2 \cdot H \quad 7.10$$

Substituindo na eq. 7.8,

$$\sigma \cdot 2\pi \cdot r \cdot \cos \theta = \rho g \pi \cdot r^2 \cdot H \quad 7.11$$

Mostra-se assim que a altura de elevação do líquido depende da tensão superficial, do ângulo de contato e do raio do tubo capilar,

$$H = \frac{2\sigma \cos \theta}{\rho g r} \quad 7.12$$

Isolando a pressão hidrostática,

$$\rho g H = \frac{2\sigma \cos \theta}{r} \quad 7.13$$

obtem-se a Pressão Capilar, expressa através da Equação de Young-Laplace:

$$\Delta P_c = \frac{2\sigma \cos \theta}{r} \quad 7.14$$

Cabe observar que quanto menor o ângulo θ , maior será a componente vertical da força capilar e também a pressão capilar.

A Equação de Young-Laplace serve como base para dois importantes conceitos. Um relativo à Teoria de Vaporização que, sucintamente, informa que numa bolha de vapor imersa em um volume de líquido, a pressão interna do vapor deve ser superior a pressão externa exercida pelo líquido para que esta bolha exista em equilíbrio neste ambiente. Isto pode ser explicado com base na Figura 7.9. A capa esférica de uma bolha de vapor está sujeita à tensão superficial σ e às pressões externa P' e interna P'' em cada ponto da superfície. Como discutido previamente, a tensão superficial reduzirá o tamanho da bolha a não ser que sofra uma oposição adequada da pressão interna P'' . Então, para uma condição de equilíbrio, a pressão P'' deve ser maior que P' para compensar o efeito da tensão superficial.

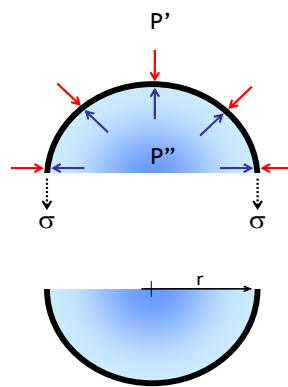


Figura 7.9 - Pressão diferencial numa bolha de vapor

Young-Laplace mostra também que a redução do tamanho do raio capilar, dos poros no caso das matrizes porosas, origina uma maior pressão capilar ΔP_c , aumentando o potencial de bombeamento de um sistema capilar bifásico.

Para muitos fins práticos é desejável que as tensões superficial e interfacial sejam tão baixas quanto possível. É o caso dos lubrificantes (se espalhar por todos os pontos das superfícies deslizantes); dos detergentes (penetrar entre duas substâncias para separá-las); das drogas medicinais (ser rapidamente absorvidas pelo organismo). Para CPL e LHP, é importante que o fluido de trabalho possua uma elevada Tensão Superficial de forma a gerar uma elevada Pressão Capilar. Porém, este valor deve ser compatível com o da energia livre superficial do material da matriz porosa, de forma a fornecer um ângulo de contato reduzido e assim permitir o fluxo de líquido através desta matriz. Conclusivamente, em se tratando de Bombeamento Capilar, não existe um fluido de trabalho ideal mas sim uma combinação adequada de fluido e material da matriz porosa.

APÊNDICE B

PRINCÍPIO DA EBULIÇÃO

O processo de mudança de fase líquido-vapor desempenha um papel importante em várias aplicações tecnológicas pois a transferência de calor através de processos de evaporação e condensação torna os ciclos termodinâmicos mais eficientes.

Em se tratando de Capillary Pumped Loop (CPL) deve-se considerar que o processo de ebulição ocorre na fronteira entre uma superfície sólida e uma superfície porosa, situação distinta da já conhecida Ebulição em Piscina, vastamente estudada. Parâmetros como tamanho de poro, porosidade e geometria do elemento poroso originam diferenças significativas na taxa de transferência de calor e nas temperaturas a serem atingidas por este sistema sendo, portanto, parâmetros que devem ser cuidadosamente considerados no projeto de um trocador de calor com base nesse conceito.

Regimes de Ebulição

A termodinâmica clássica trata as transições entre as fases de um fluido como sendo um processo que ocorre em equilíbrio, ou seja, na temperatura de saturação para a pressão local. Contudo, na prática, tais mudanças de fase ocorrem em condições de não-equilíbrio termodinâmico. Um líquido para vaporizar necessita estar então a uma temperatura superior a sua temperatura de saturação, isto é, superaquecido. O mesmo desequilíbrio termodinâmico ocorre quando o vapor assume uma condição subresfriada antes do início do processo de condensação. O líquido que se encontra acima da temperatura de saturação (superaquecido) ou o vapor que se encontra abaixo de sua temperatura de saturação (subresfriado), se encontram num estado de desequilíbrio termodinâmico denominado Estado Metaestável, como mostrado no diagrama $P \times V$ da Figura 7.10.

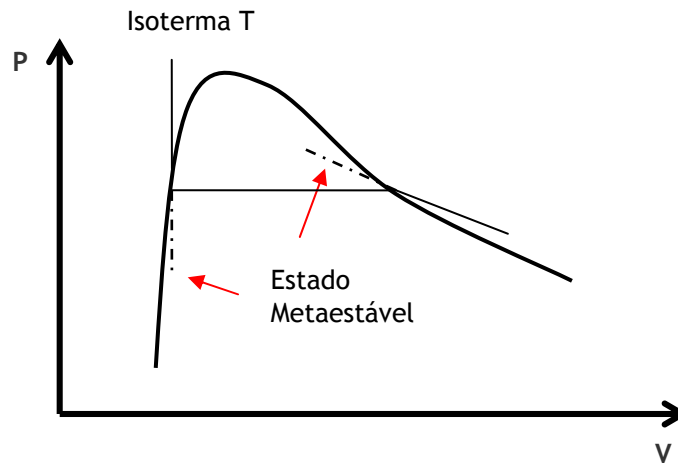


Figura 7.10 - Estado Metaestável

O estado Metaestável é caracterizado pela instabilidade termodinâmica do fluido - seu calor específico a volume constante c_v , torna-se negativo - porém ainda mantendo sua estabilidade mecânica - $\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T < 0$. Existe, entretanto, um ponto onde a estabilidade mecânica é violada, e o líquido vaporiza instantaneamente. Esta condição é chamada de Limite Espinodal ou Limite Termodinâmico de Superaquecimento e pode ser estimado a partir das equações de Van der Waals ou Berthelot. As curvas teóricas, comprovadas por estudos experimentais, mostram que o líquido pode ser superaquecido a até aproximadamente 80% do valor de sua temperatura crítica, o que para a água, por exemplo, significa uma temperatura de 300°C, à pressão atmosférica.

Desta forma, a medida que um líquido é aquecido, ou tem sua pressão reduzida, ele atinge o ponto de saturação o que, baseado na termodinâmica clássica, seria o suficiente para iniciar o processo de vaporização. Contudo, na prática, o líquido ultrapassa este limite atingindo o estado metaestável aumentando a probabilidade da ocorrência da mudança de fase. O ponto de início da vaporização depende das condições do sistema e da vizinhança, onde qualquer perturbação é capaz de desencadear o processo. O limite espinodal é o ponto máximo possível de ser atingido, onde a mudança de fase é certa de ocorrer (Figura 7.11).

Mesmo em condições termodinâmicas estáveis, o líquido experimenta flutuações internas localizadas que afetam a sua densidade molecular. Longe da condição de saturação, tais flutuações no líquido subresfriado ainda se restringem a uma faixa relativa à existência de líquido. Porém, em condições próximas a saturação, tais flutuações podem reduzir a densidade molecular para a condição de vapor saturado, provocando o aparecimento dos chamados Embriões de Vapor no

líquido que podem ou não se desenvolver resultando então num processo de vaporização. O processo de formação dos embriões de vapor é chamado de Nucleação.

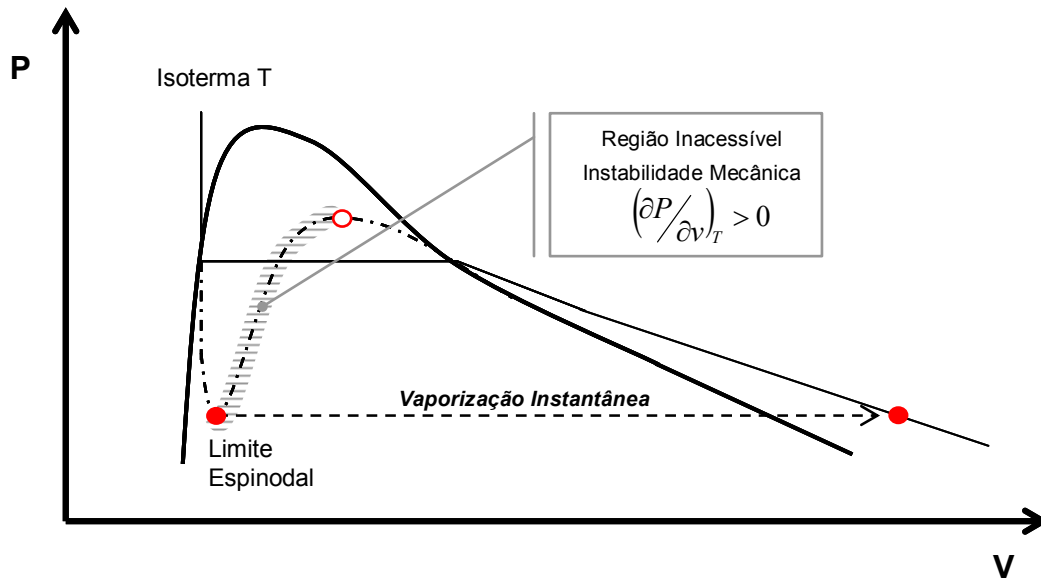


Figura 7.11 - Limite Espinodal

A Figura 7.12 mostra esquematicamente uma bolha de vapor imersa num líquido. Todo o sistema está à uma temperatura T , estando o líquido e o vapor em equilíbrio com as respectivas pressões P_{liq} e P_{vap} . A pressão do líquido P_{liq} é inferior à pressão de saturação na temperatura T , $P_{sat}(T)$, já que como exposto no Apêndice A, é necessário certo superaquecimento ao líquido para permitir a geração do embrião de vapor. Devido à curvatura da bolha de vapor na interface com o líquido, as pressões dentro e fora da bolha não são iguais e esta diferença de pressão é regida pela equação de Young-Laplace, aqui definida na forma da eq. 7.15.

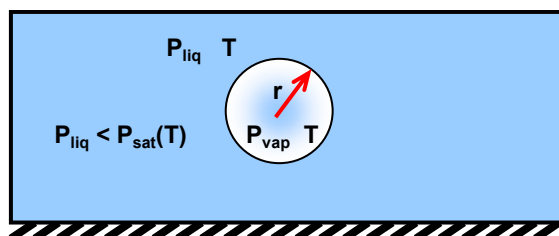


Figura 7.12 - Formação da bolha de vapor

$$P_{vap} = P_{liq} + \frac{2\sigma}{r} \quad [\text{Pa}] \quad 7.15$$

FAGHRI (1995) e CAREY (1992) combinam as equações de Young-Laplace, Clausius-Clapeyron com fundamentos da termodinâmica de sistemas multifásicos, obtendo uma equação para determinar o raio mínimo exigido ao embrião de vapor para que ele se desenvolva quando exposto a um certo grau de superaquecimento $T - T_{\text{sat}}(P_{\text{Liq}})$,

$$r > \frac{2\sigma \cdot v_{lv} \cdot T_{\text{sat}}(P_{\text{liq}})}{h_{lv} (T - T_{\text{sat}}(P_{\text{liq}}))} \quad [\text{m}] \quad 7.16$$

$T_{\text{sat}}(P_{\text{Liq}})$ – temperatura de saturação na pressão do líquido [Pa]

T – temperatura do líquido [K]

σ – tensão superficial do fluido [N/m]

v_{LV} – diferença entre volume específico do líquido e do vapor [m^3/kg]

h_{LV} – entalpia de vaporização [J/kg]

Caso o raio do embrião de vapor gerado pelas flutuações moleculares for inferior ao raio crítico ‘ r ’, ele torna-se instável e desaparece em um curto período de tempo. Em caso contrário, ele crescerá espontaneamente, dando origem à nucleação homogênea da fase de vapor.

Cabe explicitar aqui uma distinção entre dois mecanismos de ebulição: a Ebulição Homogênea e a Ebulição Heterogênea. Na primeira, tratada até então, o embrião de vapor é formado em meio ao líquido e é desencadeada pelas instabilidades moleculares quando o líquido está no estado metaestável. Na segunda, o embrião de vapor é formado na interface entre o líquido em estado metaestável e uma outra superfície, geralmente sólida. A Ebulição Heterogênea precisa de um superaquecimento inferior ao da Ebulição Homogênea em virtude da existência da interface líquido/sólido.

Na prática, o líquido nunca é totalmente puro, sempre existindo partículas de poeira, gases incondensáveis ou pequenas bolhas de vapor que funcionam como agentes promotores, formando núcleos de vaporização e reduzindo o superaquecimento necessário para o início da Ebulição Homogênea. No caso da Ebulição Heterogênea ainda existe outro fator favorável que é a existência de cavidades na superfície da parede aquecida. Mesmo em condições de líquido subresfriado, vapor ou gases incondensáveis são retidos nestas cavidades, promovendo a ocorrência da ebulição na interface líquido/vapor com superaquecimento muito inferior aos apresentados pela Ebulição Homogênea. Prova deste comportamento são trabalhos citados por CAREY (1979) nos quais a superfície passa por um processo em que o vapor é eliminado das cavidades, permitindo assim que a superfície fique absolutamente molhada. Nestas condições, foram obtidos grandes superaquecimentos comparados aos da Ebulição Homogênea.

Analizando o processo físico envolvido com o crescimento de um embrião de vapor gerado em uma cavidade, CAREY (1979) obteve uma expressão para estimar o superaquecimento mínimo necessário para ativar uma cavidade de raio ‘r’, a qual mostra-se apenas um rearranjo da eq. 7.16.

$$T - T_{sat}(P_{liq}) = \frac{2\sigma \cdot v_{lv} \cdot T_{sat}(P_{liq})}{h_{lv} r} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 7.17$$

Pode-se inferir, a partir da eq. 7.17, que o superaquecimento $T - T_{sat}(P_{liq})$ tende ao infinito quando o raio ‘r’ tende à zero. Por este motivo é extremamente difícil gerar um embrião de vapor em nível molecular no líquido, dificultando a inicialização do processo de Ebulição Homogênea e fazendo com que o líquido possa atingir o Limite Espinodal caso seja extremamente puro. No caso da Ebulição Heterogênea, as cavidades com maior diâmetro serão ativadas primeiramente com um menor superaquecimento do líquido. A medida que o superaquecimento aumenta, aumenta também o número de sites de nucleação, isto é, as cavidades de menor diâmetro vão sendo também ativadas, desencadeando um processo de ebulição contínuo ao longo da superfície. Estudos têm sido realizados com o intuito de aumentar o número destes sites a partir de tratamentos mecânicos (geração de cavidades e ranhuras) ou químicos (deposição de material) (SCURLOCK, 1995).

Muitos dos processos evaporativos aplicados em engenharia assemelham-se à Ebulição Heterogênea, quando calor é transferido ao líquido por uma superfície sólida, como ocorre nos trocadores de calor, por exemplo. A ebulição que ocorre numa superfície plana submersa em um grande volume de líquido é denominada Ebulição em Piscina (*Pool Boiling*) a qual é representada pela Curva de Ebulição ou Curva de Nukiyama. Nela, são indicadas as diferentes fases do processo de ebulição num sistema composto por um corpo aquecido, imerso em um líquido à temperatura de saturação. O fluxo de calor é plotado em relação ao superaquecimento $T_H - T_{sat}(P_{liq})$, isto é, a diferença entre a temperatura da parede T_H e a temperatura de saturação do líquido $T_{sat}(P_{liq})$. Este gráfico foi primeiramente obtido para a água por Nukiyama em 1934, mas trabalhos posteriores mostraram que todos os líquidos se comportam de maneira semelhante.

As diferentes fases do processo evaporativo caracterizado pela temperatura controlada da parede aquecida, são indicadas na Figura 7.13 e podem ser visualizadas na Figura 7.14.

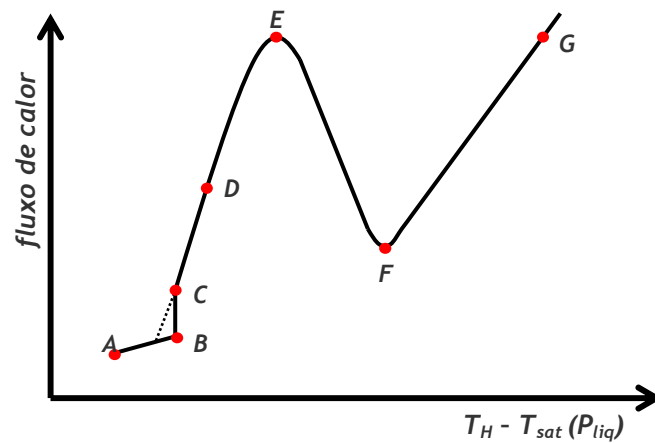


Figura 7.13 - Curva de Nukiyama com temperatura controlada

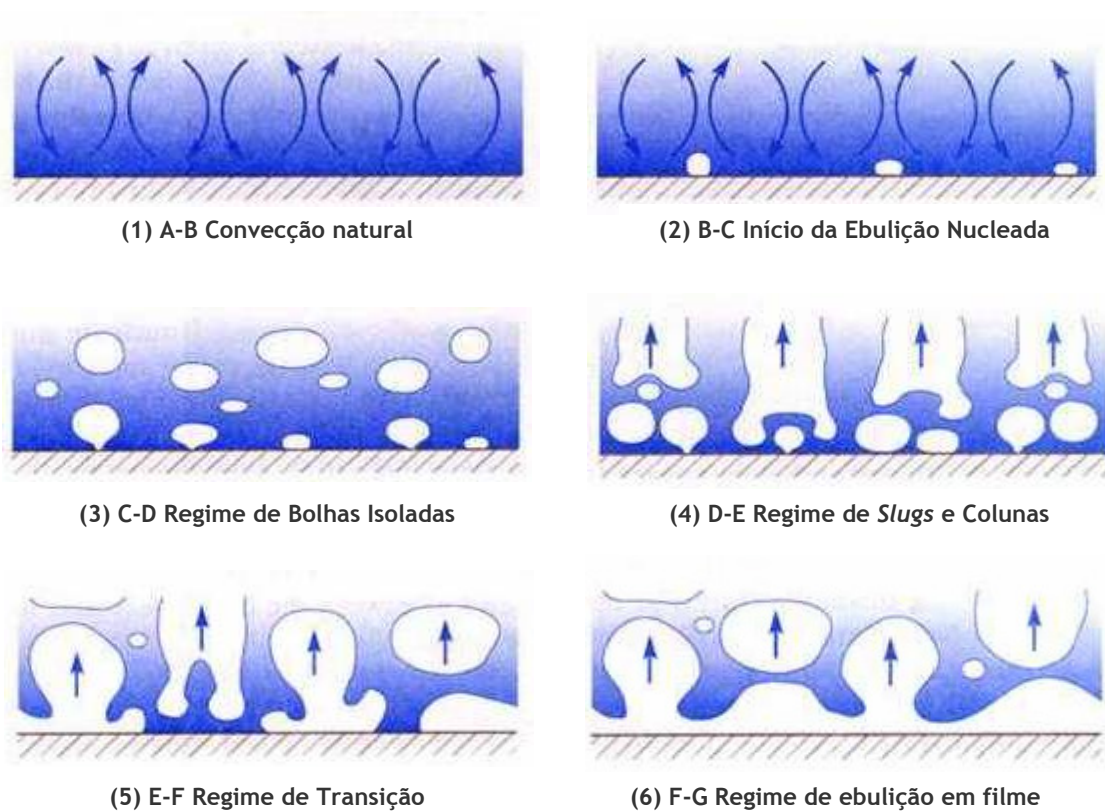


Figura 7.14 - Regimes da ebulição em piscina (KREITH e BOHN, 1993)

O procedimento consiste no aumento paulatino da temperatura da parede do corpo submerso, registrando o fluxo de calor obtido em cada instante. Quando o superaquecimento é pequeno, nenhum site de nucleação é ativado (a energia disponível é insuficiente para inicializar o processo de ebulição) e a transferência de calor da parede para o líquido se dá por convecção natural. Nesta situação o fluxo de calor é baixo e pouco afetado pela variação de temperatura da

parede (segmento A-B). Quando o superaquecimento é suficiente para inicializar o processo de ebulição (ponto B), o fluxo de calor aumenta instantaneamente (ponto C).

Iniciado o processo de ebulição, pequenos aumentos de temperatura produzem um considerável aumento no fluxo de calor, deslocando a condição de operação do ponto C ao ponto E, dentro de um regime chamado de *Ebulição Nucleada*, o qual compreende dois processos característicos. Num primeiro processo (segmento C-D), são poucos os sites de vaporização e as bolhas de vapor formadas são esparsas, caracterizando o chamado *Regime de Bolhas Isoladas*. O aumento do superaquecimento leva à ativação de mais sites, tornando o processo de ebulição mais intenso (segmento D-E). As bolhas de vapor formadas tendem a se aglutinar, formando colunas de vapor e grandes bolhas conhecidas por *slugs*, caracterizando o *Regime de Slugs e Colunas*. Em condições extremas para este regime, a geração de vapor se torna tão intensa que em alguns pontos da superfície o empuxo causado pelas bolhas não permite ao líquido atingir a superfície, levando ao seu secamento. Nesta condição (ponto E) atinge-se o *Fluxo Crítico de Calor* (CHF - Critical Heat Flux).

Aumentos subseqüentes do superaquecimento aumentam o número de pontos onde o líquido não consegue mais molhar a superfície, reduzindo gradativamente a taxa de transferência de calor e gerando rápidas e severas variações de temperatura provocadas por súbitas vaporizações de parcelas de líquido que conseguem tocar a superfície. Esta faixa de operação, segmento E-F, é denominada *Regime de Transição*.

Sob condições de superaquecimento extremo, o líquido não toca mais a superfície e uma camada de vapor recobre toda a extensão desta superfície levando a um fluxo de calor mínimo (ponto F). A partir deste ponto, o sistema opera no chamado *Regime de Ebulição em Filme* (segmento F-G) onde o aumento do superaquecimento leva novamente ao aumento do fluxo de calor devido a intensificação agora da *condução* de calor através do filme de vapor às custas do aumento da diferença de temperatura $T_H - T_{sat}(P_{liq})$.

A observação de todos os regimes do processo de ebulição só é possível através do controle de temperatura da superfície, como descrito anteriormente. Entretanto, os equipamentos aplicados em engenharia possuem em geral a taxa de dissipação de calor constante, com a temperatura se ajustando de acordo com o processo de transferência de calor. Por esta razão, a Curva de Ebulição sofre ligeira modificação, assemelhando-se à apresentada na Figura 7.15.

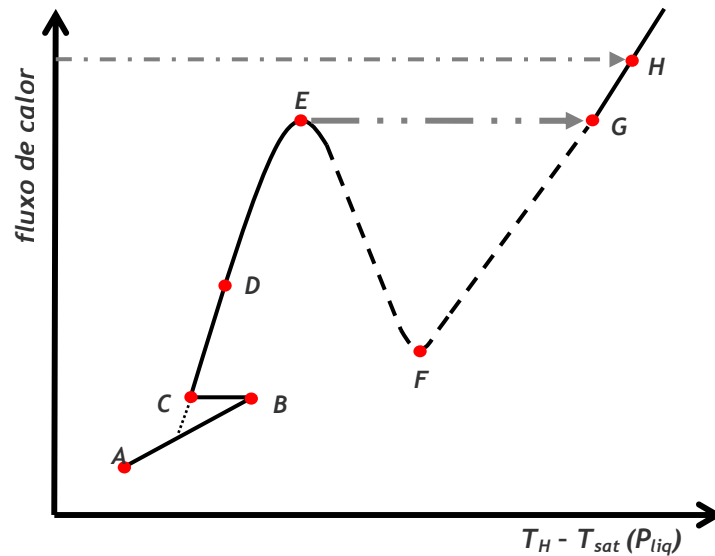


Figura 7.15 - Curva de Nukiyama com fluxo de calor controlado

Caso o fluxo de calor imposto na superfície seja aumentado de forma controlada, as regiões de Convecção e de Ebulição Nucleada (A à E) se assemelham ao processo com temperatura controlada. Nesta faixa de operação, a única mudança perceptível na curva de ebulição é a que aparece no início da Ebulição Nucleada (ponto B), quando a parede sofre uma brusca redução de temperatura, contrastando com o aumento do fluxo de calor no processo à temperatura constante. Isto porque sendo o fluxo de calor mantido constante, o equilíbrio termodinâmico é obtido com a redução da temperatura do líquido já que este tem que fornecer calor latente suficiente para sustentar o processo de vaporização que se inicia. A partir do ponto C, o aumento subsequente do fluxo de calor resulta no aumento da temperatura da parede seguindo o mesmo mecanismo de nucleação de vapor descrito no processo a temperatura constante.

A diferença mais importante entre os dois processos ocorre na condição de Fluxo Crítico de Calor (ponto E). Quando o fluxo de calor ultrapassa o Fluxo Crítico, o sistema salta instantaneamente para o regime de ebulição em filme (ponto G), impondo um aumento considerável na temperatura da parede. O sistema é mantido no regime de ebulição em filme (ponto H) mesmo com aumentos posteriores no fluxo de calor. Deve-se mencionar que com fluxo de calor controlado, a Região de Transição (segmento E-F) não é possível de ser atingida.

O salto na temperatura decorrente da ultrapassagem do Fluxo Crítico de Calor é grande o suficiente para, em alguns casos, fundir o material. Por este motivo, o Fluxo Crítico de Calor é um parâmetro que deve ser conhecido e evitado em sistemas que fazem uso da ebulição nucleada para o controle de temperatura.

Na prática, portanto, o fluxo crítico torna-se um fator limitante de projeto, significando que existe um limite para a redução do tamanho dos equipamentos que seguem a tendência de miniaturização frente ao também constante aumento na taxa de dissipação de calor de seus componentes. Processadores de computadores e sistemas de refrigeração miniaturizados são exemplos.

O Fluxo Crítico de Calor é estimado por diferentes correlações, sendo a de Zuber a mais comumente adotada,

$$q_{zuber} = 0,131 \cdot \rho_{lv} \cdot h_{lv} \left[\frac{\sigma(\rho_l - \rho_v)g}{\rho_{lv}^2} \right]^{1/4} \quad [\text{W/cm}^2] \quad 7.18$$

A Figura 7.16 descreve o Fluxo Crítico de Calor em função da temperatura de saturação (eq.2.18) para a água e para o etanol.

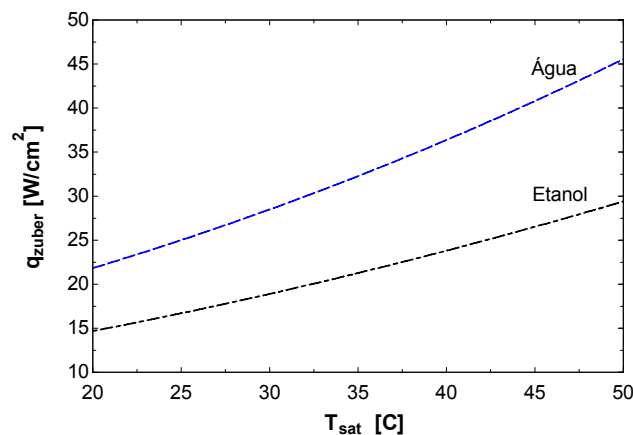


Figura 7.16 - Fluxo Crítico de Calor vs. Temperatura de saturação

Ebulição em meios porosos

Devido a importância do processo de ebulição em aplicações de engenharia, várias pesquisas foram realizadas para determinar os efeitos de diferentes parâmetros superficiais sobre o regime de Ebulição em Piscina. De acordo com estes estudos, o uso de superfícies com acabamento grosseiro, a geração de cavidades artificiais na superfície ou a adaptação de matrizes porosas sobre a superfície aquecida levam ao aumento das taxas de transferência de calor. Isto ocorre porque as condições da superfície interferem diretamente na formação dos sites de nucleação de vapor, sendo

que quanto mais rugosa a superfície, mais vapor é formado, aumentando a transferência de calor e/ou reduzindo a temperatura da parede aquecida. O aumento da frequência de formação das bolhas também ajuda a tornar o ambiente líquido mais agitado, auxiliando na maximização dos fluxos de calor (KANG, 2000).

Com base nos conceitos descritos, comparando-se duas superfícies em condição de Ebulição em Piscina, teoricamente a que possuir maior tamanho médio de suas rugosidades necessitará de menor superaquecimento $T_H - T_{\text{sat}}(P_{\text{liq}})$ para desencadear o processo de ebulição, sustentando assim maiores fluxos de calor para um mesmo gradiente de temperatura.

CHOWDHURY e WINTERTON (1985) estudaram o efeito da rugosidade da superfície através de um cilindro de cobre aquecido imerso em metanol. Eles testaram diferentes acabamentos superficiais e perceberam que os cilindros cujas rugosidades possuíam um diâmetro médio maior proporcionaram maiores fluxos de calor para uma mesma diferença de temperatura (Figura 7.17). Eles observaram também que a condição de fluxo crítico de calor era apenas levemente afetada pela rugosidade da superfície. Resultados semelhantes foram também obtidos por CAREY (1979), KANG (2000) e CIESLINSKI (2002) usando diferentes fluidos e materiais.

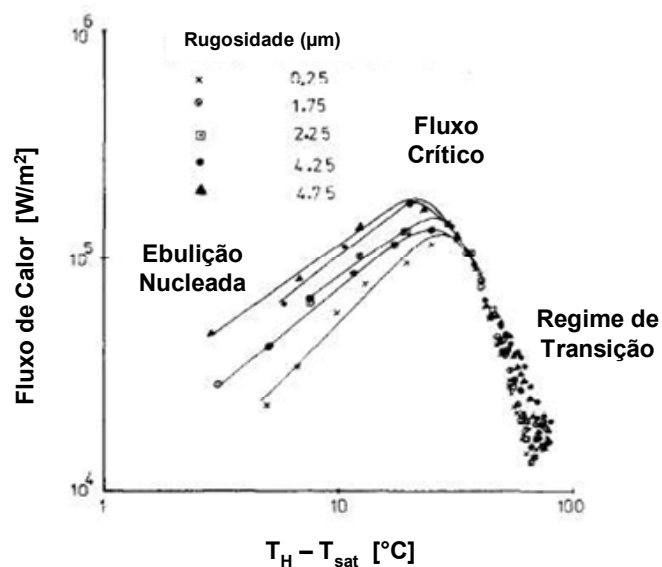


Figura 7.17 - Efeito da rugosidade superficial (CHOWDHURY e WINTERTON, 1985)

O processo de transferência de calor em uma superfície porosa é mais complexo que para uma superfície lisa. Um exemplo típico do mecanismo encontrado em sistemas capilares pode ser visto na Figura 7.18, no qual líquido é suprido em um dos lados da matriz porosa enquanto vapor é gerado no outro. A face que recebe o calor encontra-se a uma temperatura T_H , superior à

temperatura de saturação T_{sat} para a pressão local, caracterizando uma condição Metaestável. O líquido vaporiza na fronteira de contato superfície aquecida/matriz porosa, sendo que parte do vapor pode ficar retido na matriz (Zona de Vaporização). Penetrando mais fundo no elemento poroso, atinge-se a Zona de Saturação, região onde se encontra líquido à temperatura de saturação. Finalmente, a base da matriz supre as demais zonas com líquido subresfriado. A medida que o vapor é gerado, líquido saturado é bombeado por efeito capilar à Zona de Vaporização, perpetuando o processo. Teoricamente, as interfaces entre a zona de evaporação e a região bifásica, assim como entre esta última e a região subresfriada permanecem estacionárias na condição de regime permanente. Na prática, entretanto, tais interfaces são instáveis, sobretudo em condições de altos fluxos de calor (FAGHRI, 1995).

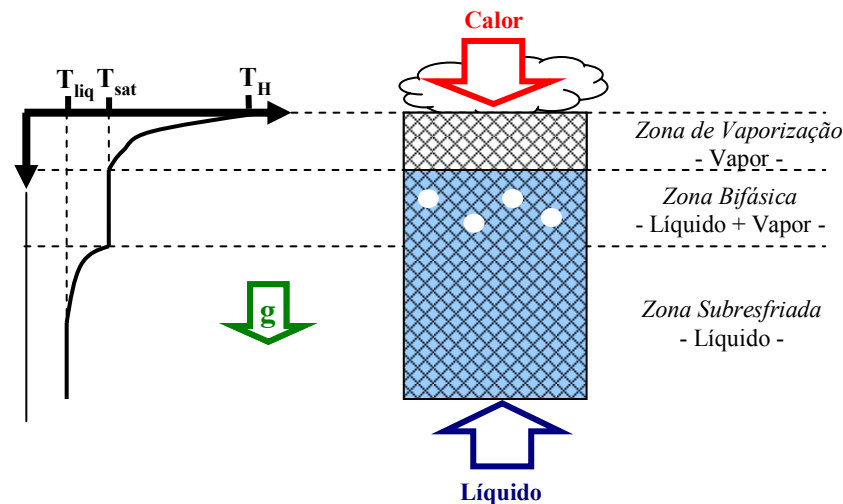


Figura 7.18 - Mecanismo de vaporização em uma estrutura porosa

BRAUTSCH e KEW (2002) compararam o processo de transferência de calor em uma superfície, com ou sem o acoplamento de um elemento poroso. Os testes foram realizados com água à pressão de 1atm e com um subresfriamento de 10°C. A taxa de transferência de calor e a temperatura da superfície foram monitorados sob o efeito da utilização de diversas camadas de uma malha metálica com tamanhos de poro variados. Foram investigadas também variações da altura do bloco de aquecido desde de totalmente submerso no líquido, simulando um processo de ebulição em piscina, a até 79mm de altura, exigindo um efeito capilar suficiente da estrutura porosa para elevar o líquido até a região de contato com a superfície aquecida.

A Figura 7.19 mostra que para fluxos de calor moderados a adição de 1 camada de malha reduz consideravelmente o superaquecimento necessário quando comparado com a superfície

descoberta, vantagem esta que aparece tanto para a condição submersa como para a condição com 55mm de coluna d'água. Esta característica diminui em fluxos de calor mais elevados. A adição de estruturas porosas à superfície aquecida gera sites de nucleação adicionais exigindo, portanto, menor superaquecimento para o início do processo de vaporização. Além disso, tais sites de nucleação possuem um tamanho maior que os encontrados na superfície nua, o que propicia um superaquecimento menor para a ativação (ver eq. 7.17). A adição de um número maior de camadas de malha não surte efeito tão positivo pois a resistência térmica aumenta, aumentando o superaquecimento. Acima dos 100kW/m^2 esta configuração se mostra pior até mesmo que a superfície nua. Observou-se ainda que a medida que o número de camadas de malha era aumentada, uma maior quantidade de vapor ficou confinada no interior da matriz, dificultando o contato do líquido com a superfície aquecida e portanto, elevando a sua temperatura.

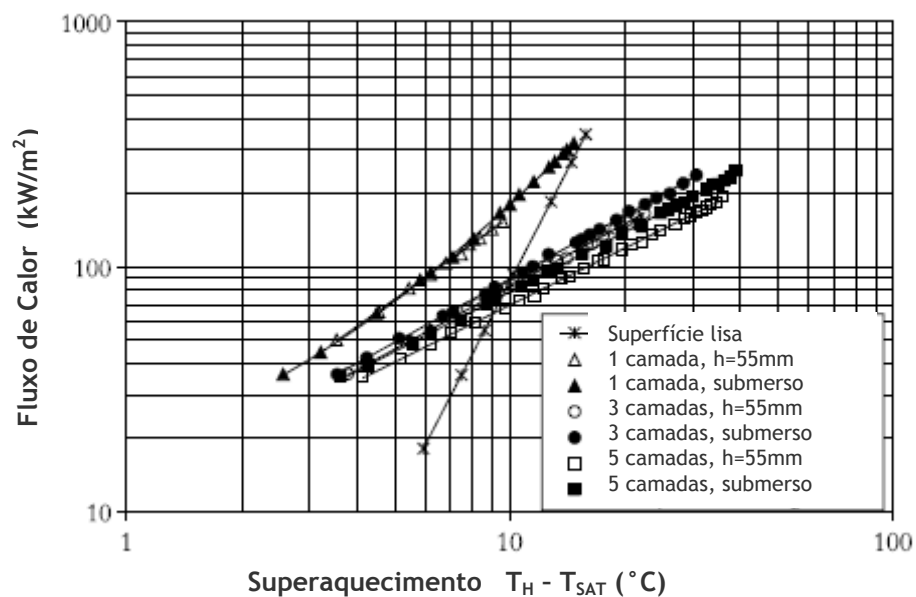


Figura 7.19 - Resultados comparativos entre o processo de ebulição em superfície com e sem adição de matriz porosa (BRAUTSCH e KEW - 2002)

A Figura 7.20 analisa os efeitos do tamanho de poro e da elevação do evaporador com base numa superfície coberta com 3 malhas de elemento poroso. O aumento da elevação exige uma maior pressão capilar devido à coluna de líquido gerada, provocando uma redução na taxa de transferência de calor. As malhas com poro menores geram uma maior pressão capilar, justificando as maiores taxas de transferência de calor.

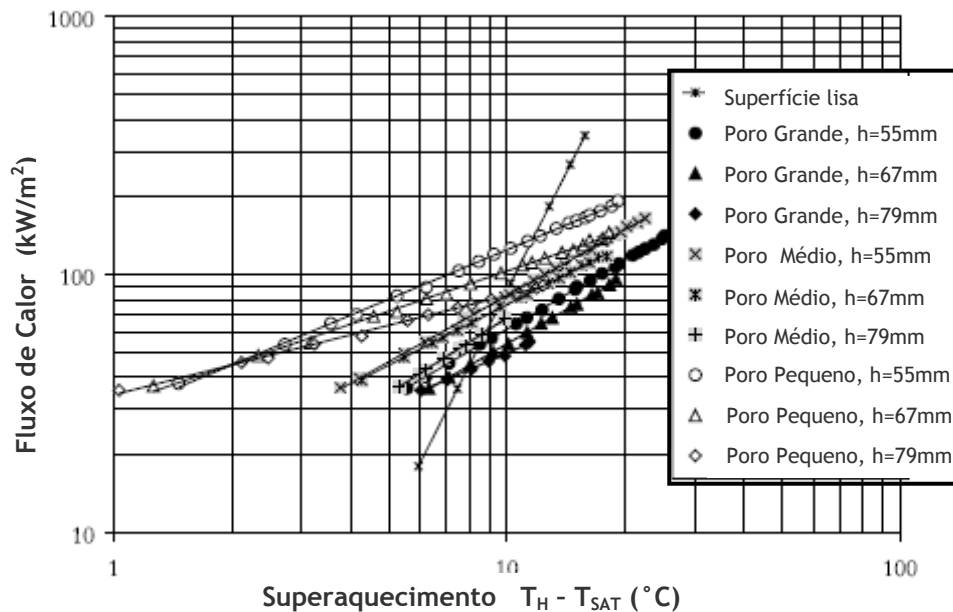


Figura 7.20 - Efeito da elevação e do tamanho de poro (BRAUTSCH e KEW - 2002)

A medida que o fluxo de calor aumenta, partes do elemento poroso secam em virtude do acúmulo de bolhas de vapor. Em algumas situações, o vapor pode preencher toda a matriz porosa, levando ao aumento descontrolado da temperatura da superfície. O valor máximo de fluxo de calor representa um limite operacional para sistemas de transferência de calor que fazem uso de matrizes porosas e é denominado Limite de Ebulição (*Boiling Limit*). Este valor também é influenciado pelo tamanho do poro e pela elevação da matriz porosa em relação ao nível de líquido, como mostra a Figura 7.21. A redução do tamanho do poro aumenta o fluxo de calor máximo para qualquer elevação. Isto porque pequenos poros representam maior efeito capilar levando à uma maior capacidade de bombeamento de líquido.

Do trabalho de BRAUTSCH e KEW (2001) pode-se concluir, portanto, que a adição de uma material poroso intensifica as taxas de transferência de calor exigindo menores graus de superaquecimento do líquido. Além disso, o processo de ebulição no meio poroso é fortemente influenciado pelo tamanho dos poros e pela habilidade da matriz em eliminar bolhas de vapor que venham a se desenvolver no seu interior. CIESLINSKI (2002) obteve resultados equivalentes aos de BRAUTSCH e KEW (2001).

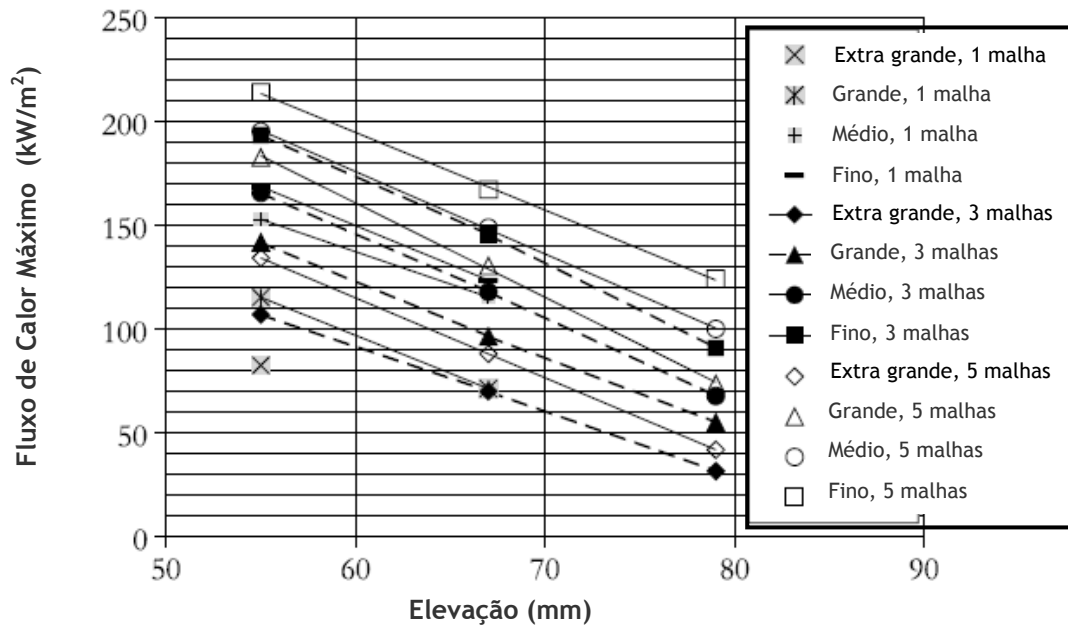


Figura 7.21 - Fluxo de calor em função da elevação e do tamanho de poro (BRAUTSCH e KEW - 2002)

Tal intensificação dos fluxos de calor foi também observada por FAGHRI (1995). A Figura 7.22 mostra os graus de superaquecimento exigidos para uma superfície lisa e para uma outra onde foi aplicada uma matriz porosa. Da mesma forma que BRAUTSCH e KEW (2001), para baixos fluxos de calor, o superaquecimento exigido diminuiu com a aplicação da matriz porosa. Para altos fluxos de calor, os valores de superaquecimento se aproximam dos valores referentes à Ebulição em Piscina sem matriz porosa.

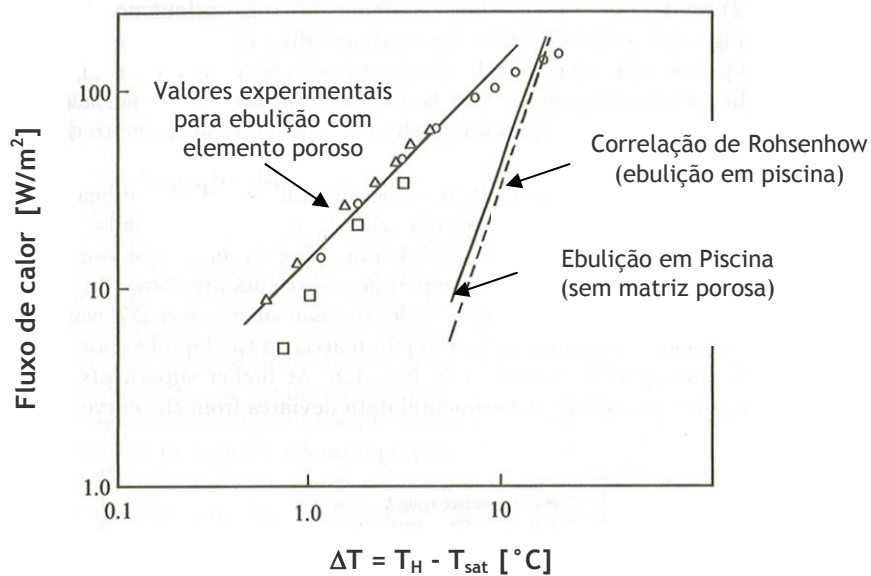


Figura 7.22 - Graus de superaquecimento para superfície com e sem matriz porosa (CAREY, 1992)

O comportamento da frente de vapor que se forma na fronteira do elemento poroso com a superfície aquecida foi analisado por LIAO e ZHAO (1999). Eles estudaram o efeito do tamanho de poro e da altura hidrostática. Os experimentos foram realizados com um bloco de metal, aletado e aquecido, posicionado sobre uma estrutura porosa, utilizando água como fluido de trabalho. Foram monitoradas as temperaturas do bloco de aquecimento e de alguns pontos do elemento poroso, o fluxo de massa e a taxa de transferência.

Observou-se que com o aumento da taxa de transferência de calor, o coeficiente de transferência de calor definido pela eq.2.19, passa por um ponto de máximo (Figura 7.23), sendo diretamente afetado pelo processo de mudança de fase ocorrendo no elemento poroso.

$$h = \frac{q''}{(T_H - T_{sat})} \quad [\text{W/m}^2 \text{ K}] \quad 7.19$$

h – coeficiente de transferência de calor
 q'' – fluxo de calor [W/m^2]
 T_{sat} – temperatura de saturação do líquido [$^{\circ}\text{C}$]
 T_H – temperatura da parede aquecida [$^{\circ}\text{C}$]

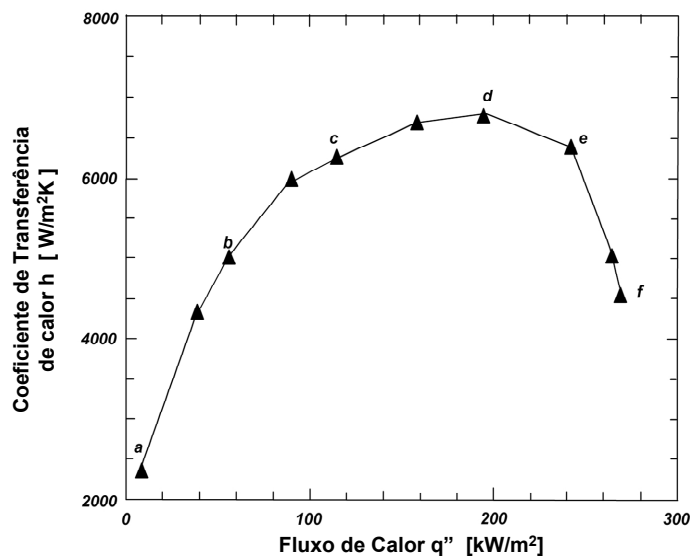


Figura 7.23 - Variação do coeficiente de transferência de calor (LIAO e ZHAO - 1999)

O processo de evaporação na fronteira entre o bloco aquecido e o elemento poroso segue uma seqüência típica de passos determinados pelo mecanismo de transferência de calor, ilustrados na Figura 7.24 e identificados pelas letras na Figura 7.23.

O fluido de trabalho é aquecido pelo bloco até que o superaquecimento seja suficiente para iniciar o processo de ebulição nucleada, quando então surgem as primeiras bolhas de vapor

dispersas junto à superfície da aleta (ponto A). Parte destas bolhas migram para o interior do elemento poroso devido a maior pressão do vapor adjacente ao bloco de aquecimento. Algumas destas bolhas condensam ao entrar em contato com o líquido subresfriado enquanto outras escapam para os canais formados entre as aletas. O aumento da dissipação de calor aumenta a geração de bolhas de vapor, que se acumulam sob a aleta e passam a escapar em pulsos. Nesta condição, gotículas de líquido coexistem com o vapor, caracterizando uma zona bifásica (ponto B). Um aumento ainda maior da taxa de transferência de calor faz esta zona bifásica expandir-se lateralmente, porém reduzindo sua espessura, o que contribui para o aumento do coeficiente de transferência de calor (pontos C e D). A redução na espessura deve-se à condensação do vapor causada pelo seu contato com o fluido subresfriado que passa a ser bombeado em maior volume para atender o a maior vaporização. O aumento subsequente do fluxo de calor leva à vaporização das gotículas de líquido remanescentes na zona bifásica, gerando agora uma zona seca (*dry out*), caracterizada por um filme de vapor separando a superfície aquecida e a região da matriz porosa que ainda contém líquido (ponto E). Nesta condição, calor é transferido para o menisco vapor/líquido através deste filme de vapor, o qual age como uma barreira térmica devido a sua reduzida condutividade térmica, contribuindo portanto para diminuir o coeficiente de transferência de calor. Num primeiro momento, qualquer aumento posterior do fluxo de calor leva à redução gradual do coeficiente de transferência de calor. Nesse instante ainda existe uma região adjacente à aleta com condição favorável à evaporação, pois o calor ali é menos concentrado. Quando esta porção do elemento poroso também atinge a condição de *dry out*, então toda a superfície aquecida fica coberta por um filme de vapor, resultando num aumento da temperatura e conseqüente queda acentuada do coeficiente de transferência de calor. A partir deste ponto, aumentos da taxa de transferência de calor passam a ser acompanhados por um deslocamento da frente de vapor para o interior da matriz porosa (ponto F).

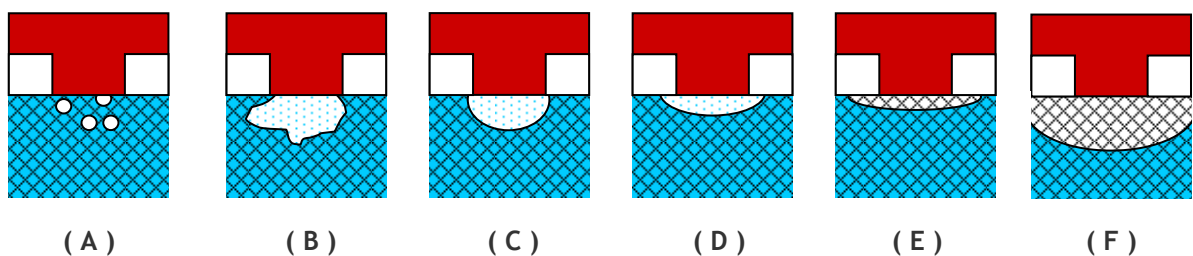


Figura 7.24 - Comportamento da frente de vapor (LIAO E ZHAO - 1999)

APÊNDICE C

AVALIAÇÃO DA CONDUTÂNCIA GLOBAL DO CALORÍMETRO

A taxa de transferência de calor no condensador não pode ser expressa simplesmente através da eq. 7.20. Na prática, existem perdas de calor através das paredes do túnel de vento que precisam ser compensadas.

$$\dot{Q} = \rho V \cdot C_p \cdot (T_{ar.saída} - T_{ar.entrada}) \quad 7.20$$

\dot{Q} - Taxa de transferência de calor [W]

ρ - Densidade do ar [kg/m³]

V - Vazão de ar [m³/s]

C_p - Calor específico [J/kg°C]

$T_{ar.entrada}$ - Temperatura do ar à montante do condensador [°C]

$T_{ar.saída}$ - Temperatura do ar à jusante do condensador [°C]

A Figura 7.25 mostra um esquema de condensador submetido a uma diferença de temperatura $T_{ar.saída} - T_{ar.entrada}$. Pode-se notar a presença de transferência de calor para o interior da seção anterior ao condensador e, na seção posterior, transferência de calor do interior do túnel para o ambiente externo. Tais taxas de transferência de calor precisam ser levadas em consideração, já que a capacidade de transferência de calor do condensador é expressa com base nas temperaturas $T_{ar.entrada}$ e $T_{ar.saída}$.

Além da taxa de transferência de calor através das paredes do túnel, existem ainda os erros de medição de temperatura e vazão, os quais precisam também ser compensados.

Para resolver esse problema, o calorímetro precisa ser submetido a um processo de calibração o qual será descrito a seguir.

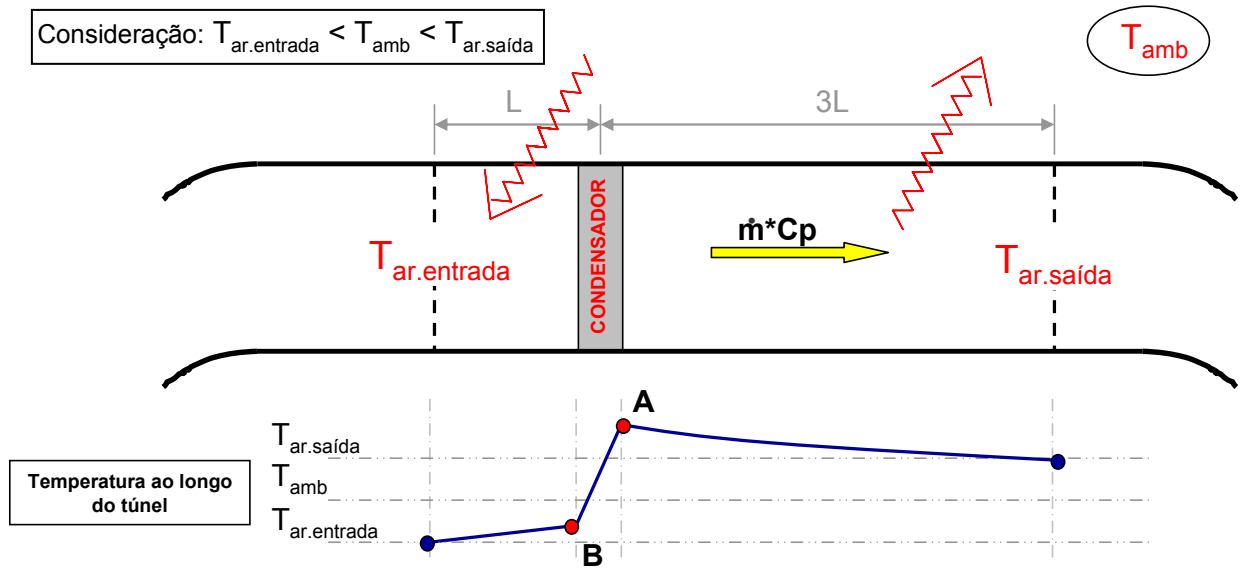


Figura 7.25 - Transferência de calor pelas paredes do túnel

Determinação dos coeficientes de correção

O balanço de energia dado pela equação eq. 7.20 passa a ser expresso da seguinte maneira:

Parcela relativa ao balanço de energia no trocador de calor

Coeficientes que corrigem os erros sistemáticos nas medições de temperatura e vazão

$$Q_{tunel} = [\rho V \cdot Cp \cdot (T_{ar.saída} - T_{ar.entrada})] \cdot \alpha + \beta + \dots$$

$$\dots + [UA_{entrada} \cdot (T_{ar.entrada} - T_{amb})] + [UA_{saída} \cdot (T_{ar.saída} - T_{amb})] \quad 7.21$$

Parcela que determina o fluxo de calor pelas paredes da seção anterior ao trocador de calor

Parcela referente ao fluxo de calor pelas paredes da seção posterior ao trocador de calor

Da eq. 7.21, percebe-se o seguinte:

- Quatro constantes precisam ser determinadas: α , β , $UA_{entrada}$ e $UA_{saída}$ seguindo um procedimento específico. As constantes α e β não possuem um significado físico mas corrigem, principalmente, os erros sistemáticos nas medições de temperatura e

vazão. As constantes UA_{entrada} e $UA_{\text{saída}}$ são usadas para compensar as transferências de calor através das paredes do túnel.

- Os demais parâmetros são obtidos de forma conveniente:

ρ - Densidade do ar na entrada do bocal calculada via EES¹;

V - Vazão de ar medida com base na norma ANSI / ASHRAE 41.2-1987 (RA 92);

C_p - Calor específico do ar calculado via EES;

$T_{\text{ar.entrada}}$ - Temperatura do ar à montante do condensador indicado por termopares;

$T_{\text{ar.saída}}$ - Temperatura do ar à jusante do condensador indicado por termopares;

T_{amb} - Temperatura ambiente indicado por termopares.

As constantes α , β , UA_{entrada} e $UA_{\text{saída}}$ determinadas a partir de uma série de testes, realizados em diferentes condições de funcionamento. Em tais testes, denominados Testes de Calibração, uma resistência elétrica substitui a ação do condensador, como ilustrado na Figura 7.26.

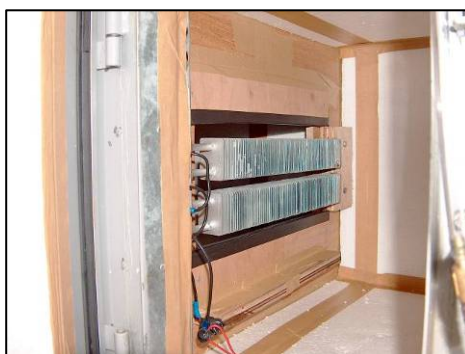


Figura 7.26 - Resistências elétricas usadas no processo de calibração

A relação de testes de calibração realizados é encontrada na Tabela 14, os quais devem cobrir as seguintes faixas de atuação:

- Taxa de transferência de calor: 400 ~ 800 W
- Vazão de ar: 300 ~ 400 m³/h
- Temperatura de operação: 12 ~ 42 °C

É importante salientar que a temperatura de operação do túnel se reflete na diferença dT entre as temperaturas à montante do condensador ($T_{\text{ar.entrada}}$) e a ambiente (T_{amb}). Isso deve-se ao

¹ EES - Engineering Equation Solver

fato do processo de transferência de calor pelas paredes do túnel não ser simplesmente uma função da temperatura de operação, mas sim da diferença de temperatura entre os meios interno e externo.

Tabela 14 - Testes de calibração

Referência para o teste			
Teste	dT ($T_{\text{ar, entrada}} - T_{\text{amb}}$) (°C)	Vazão de ar (m ³ /h)	Taxa de dissipação de calor (W)
1	0	360	600
2	20	360	600
3	15	360	600
4	10	360	600
5	5	360	600
6	-5	360	600
7	-10	360	600
8	-5	360	400
9	-5	360	500
10	-5	360	700
11	-5	360	800
12	15	360	400
13	15	360	500
14	15	360	700
15	15	360	800
16	-5	300	600
17	-5	400	600
18	15	300	600
19	15	400	600

A Tabela 15 mostra os resultados dos testes de calibração, onde as variáveis Q_{aplicado} e $Q_{\text{calculado}}$ referem-se, respectivamente, ao calor liberado pelas resistências elétricas (medido por um transdutor de potência) e o calor calculado pela eq. 7.20.

A partir dos resultados dos testes é possível fazer um Ajuste por Mínimos Quadrados para determinar os valores ótimos das constantes α , β , UA_{entrada} e $UA_{\text{saída}}$. Neste trabalho, empregou-se o processo de otimização por Algoritmo Genético, contido no programa EES[®], o qual gerou os seguintes resultados:

$$\alpha = 0,99540$$

$$\beta = 4,07874$$

$$UA_{\text{entrada}} = 1,03486$$

$$UA_{\text{saída}} = 2,98983$$

Tabela 15 - Resultados dos testes de calibração

Referência para o teste				Valores obtidos em teste						
Teste	dT ($T_{ar,entrada} - T_{amb}$) (°C)	Vazão de ar (m ³ /h)	Taxa de dissipação de calor (W)	$T_{ar,entrada}$	$T_{ar,entrada} - T_{amb}$	$T_{ar,saida}$	$T_{ar,saida} - T_{amb}$	T_{amb}	$Q_{aplicado}$	$Q_{calculado}$
1	0	360	600	20,82	-1,92	25,74	3,00	22,74	604,1	595,1
2	20	360	600	39,54	15,98	44,21	20,66	23,56	612,5	539,6
3	15	360	600	35,63	12,12	40,32	16,81	23,52	600,6	538,9
4	10	360	600	30,73	7,76	35,56	12,58	22,97	608,7	564,2
5	5	360	600	25,86	2,96	30,76	7,86	22,90	614,7	582,8
6	-5	360	600	17,86	-4,95	22,69	-0,12	22,81	601,2	590,5
7	-10	360	600	12,85	-9,78	17,70	-4,93	22,62	590,3	603,4
8	-5	360	400	17,75	-4,69	21,12	-1,32	22,44	421,1	413,0
9	-5	360	500	17,79	-4,68	21,84	-0,63	22,47	503,7	494,6
10	-5	360	700	17,92	-4,41	23,57	1,25	22,32	701,5	689,1
11	-5	360	800	17,77	-4,60	24,23	1,86	22,37	804,3	785,4
12	15	360	400	35,38	13,08	38,22	15,92	22,30	403,6	333,4
13	15	360	500	35,5	12,96	39,21	16,67	22,54	501,4	435,2
14	15	360	700	35,29	14,16	40,79	19,66	21,13	708,9	636,7
15	15	360	800	37,56	15,85	43,69	21,98	21,71	804,9	718,2
16	-5	300	600	14,69	-6,51	20,53	-0,67	21,20	606,1	595,9
17	-5	400	600	14,76	-6,69	19,12	-2,33	21,46	602,5	599,3
18	15	300	600	37,36	15,86	42,76	21,26	21,50	601,2	519,9
19	15	400	600	37,44	15,81	41,47	19,84	21,63	591,3	519,9

Uma breve análise dos parâmetros obtidos permite identificar uma relativa coerência entre os valores de $UA_{entrada}$ e $UA_{saída}$. Uma vez que o coeficiente global de transferência de calor U em ambas as seções é praticamente o mesmo (o túnel possui o mesmo isolamento térmico ao longo de seu comprimento) e a área da seção de saída é três vezes maior que a de entrada, o valor do coeficiente $UA_{saída}$ deveria ser, em tese, três vezes maior que o $UA_{entrada}$. Na prática, esta característica confere.

Já os valores de α e β indicam que os erros sistemáticos de medição são baixos, os quais se refletem num parâmetro α próximo da unidade. Além disso, o valor β introduz uma correção de 4,07874W, valor este representativo de uma diferença ínfima de temperatura de 0,04°C para uma vazão de 360m³/h.

Conclui-se portanto que os fatores de correção mais significativos são aqueles que representam as trocas de calor através das paredes do túnel.

Testes de avaliação

As correções implementadas são avaliadas em testes nos quais a taxa de dissipação de calor calculada pelos balanços de energia via eq.7.20 ($Q_{\text{calculado}}$) e via eq.7.21 ($Q_{\text{túnel}}$) são comparadas com a taxa real dissipada pelas resistências elétricas (Q_{aplicado}).

Na Figura 7.27 o túnel foi submetido as mesmas vazão e temperatura, variando-se apenas a taxa de transferência de calor liberada pelas resistências elétricas. Percebe-se claramente que a introdução dos parâmetros de correção melhoram em muito as previsões da eq.7.20.

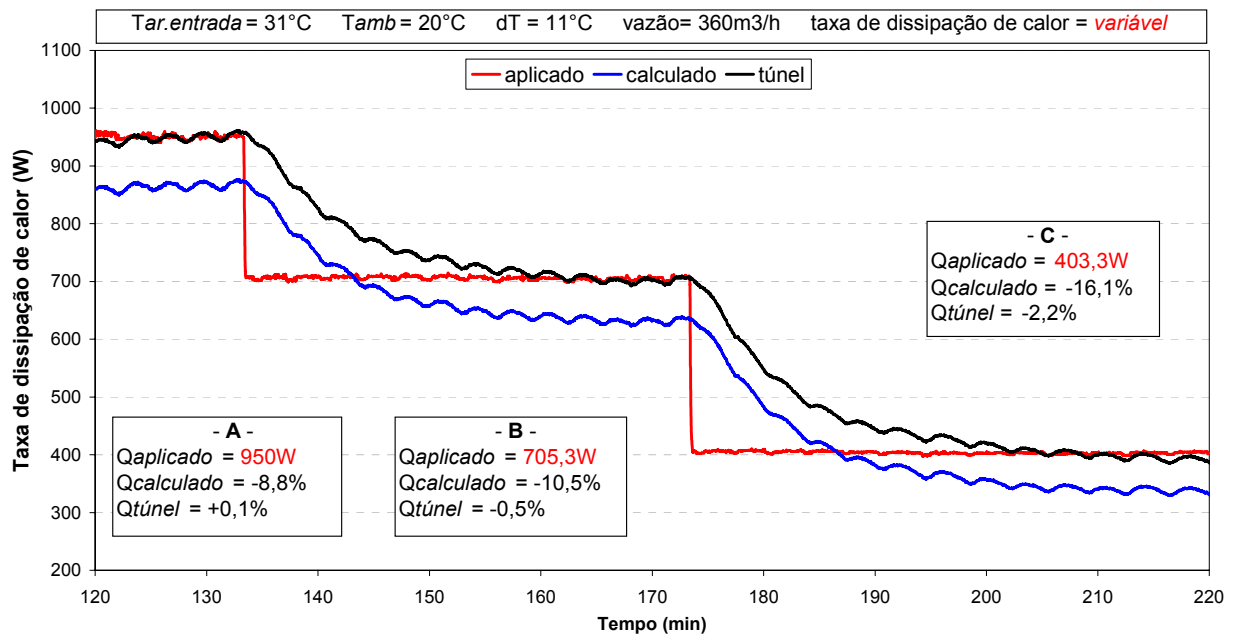


Figura 7.27 - Resposta da curva de correção frente a variação de potência aplicada

Resultados semelhantes são mostrados na Figura 7.28, para o caso de variação da vazão, e na Figura 7.29, para a variação da temperatura do túnel.

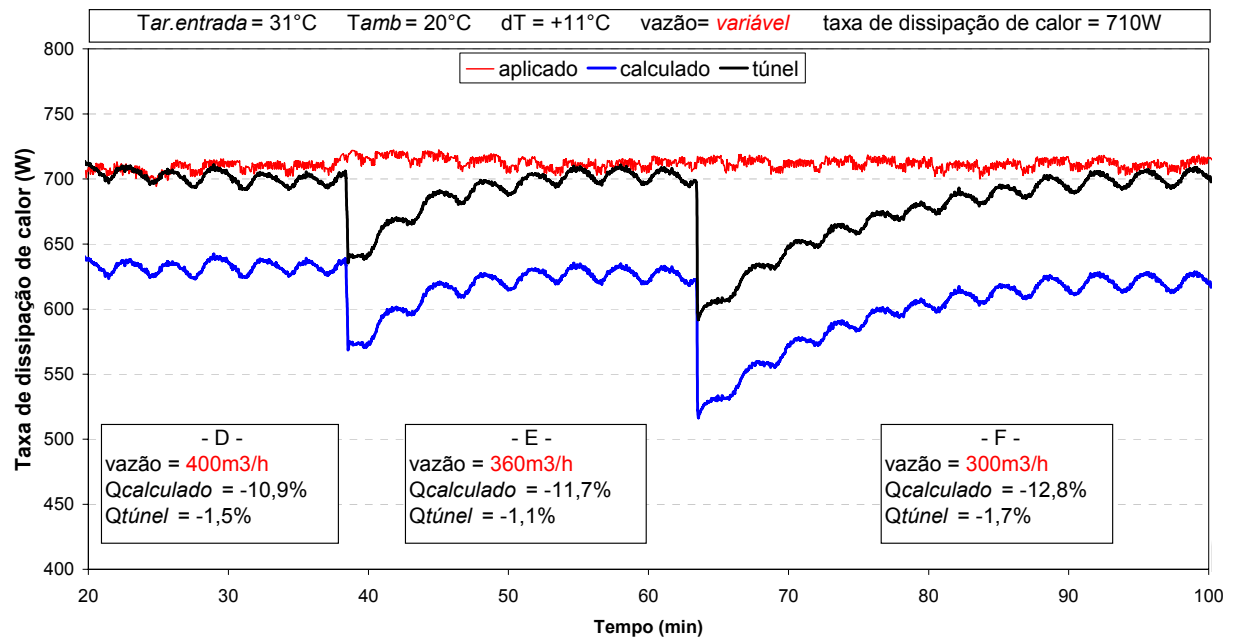


Figura 7.28 - Resultados obtidos frente a variação de vazão

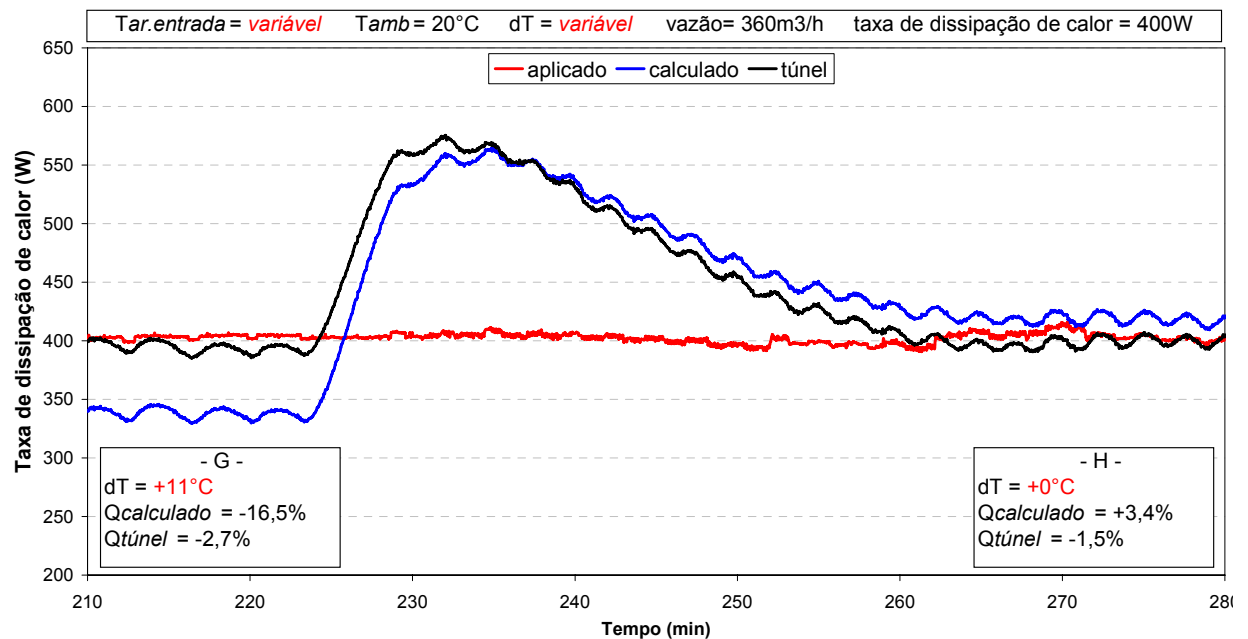


Figura 7.29 - Resultados para variação de temperatura do túnel

APÊNDICE D

PROCEDIMENTO DE CARGA DE FLUIDO DE TRABALHO

O processo de carga do circuito CPL requer cuidados especiais para garantir que o circuito possua o volume de fluido ideal e que esteja livre da presença de gases incondensáveis. Para tanto, utiliza-se um dispositivo de carga e uma bomba de vácuo.

O circuito CPL possui três válvulas de serviço dispostas nas linhas de líquido (C1) e vapor (C2) e no reservatório (C3), Figura 7.30.



Figura 7.30 - Disposição das válvulas de serviço

Já o dispositivo de carga, Figura 7.31, é composto por um reservatório onde o volume de fluido é medido e condicionado, ou seja, são eliminados os gases incondensáveis nele diluídos. Possui ainda válvulas na sua linha de líquido (D1 e D3), na linha de vapor (D2) e na conexão com a bomba de vácuo (D4).

O procedimento de carga do circuito CPL deve ser precedido pelos testes de vazamento descritos na seção 3.4.2.

Num primeiro momento, o circuito é evacuado para garantir a eliminação de ar e de demais gases incondensáveis. Para tanto, a bomba de vácuo é acoplada à válvula C3 do circuito CPL e operada por tempo suficiente para garantir a queda e estabilização da pressão em valores da ordem de 0,001bar.

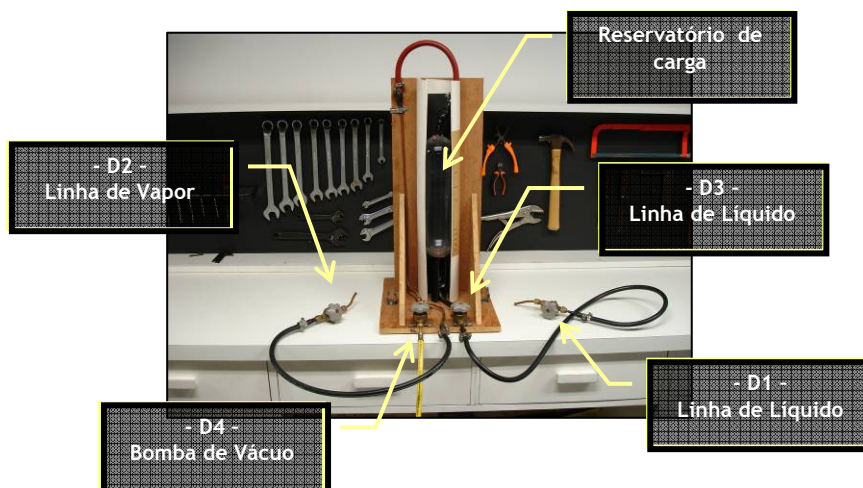


Figura 7.31 - Dispositivo de carga

Atingido o vácuo necessário, o dispositivo de carga passava então a ser preparado. A bomba de vácuo era acoplada na válvula D4 para despressurizar o reservatório. Enquanto isso, a válvula D3 era mantida aberta enquanto as demais, D1 e D2, permaneciam fechadas, o que permitia despressurizar também as linhas de líquido e vapor do dispositivo. O volume de fluido era medido com o auxílio de um becker. Estando a válvula D4 agora fechada, a extremidade da linha de líquido era colocada dentro do becker de forma que, ao abrir as válvulas D1, o líquido fluía para o interior do reservatório de carga. Após o carregamento do dispositivo de carga, este era acoplado ao circuito CPL.

Mantendo todas as válvulas fechadas, a válvula D1 era acoplada à C1 e a válvula D2 à C2, como mostra a Figura 7.32. A válvula D4 era novamente aberta para permitir a eliminação dos gases incondensáveis presente na carga. As válvulas D2 e D1 eram então abertas permitindo que o ar presente na conexão fosse aspirado via reservatório de carga. O dispositivo de carga era ainda agitado para intensificar a eliminação de gases diluídos no fluido. Após algum período sob vácuo, cessava o descolamento de bolhas de vapor do interior do fluido, indicando que a quantidade de gases incondensáveis era reduzido e que o líquido podia então ser transferido ao circuito CPL. Finalmente a válvula D4 era fechada.

Para transferir o líquido para o circuito CPL, o dispositivo de carga era colocado num nível superior ao restante do sistema e as válvulas C1 e C2 eram então abertas. O líquido fluía para o interior do circuito pela ação da gravidade simplesmente.

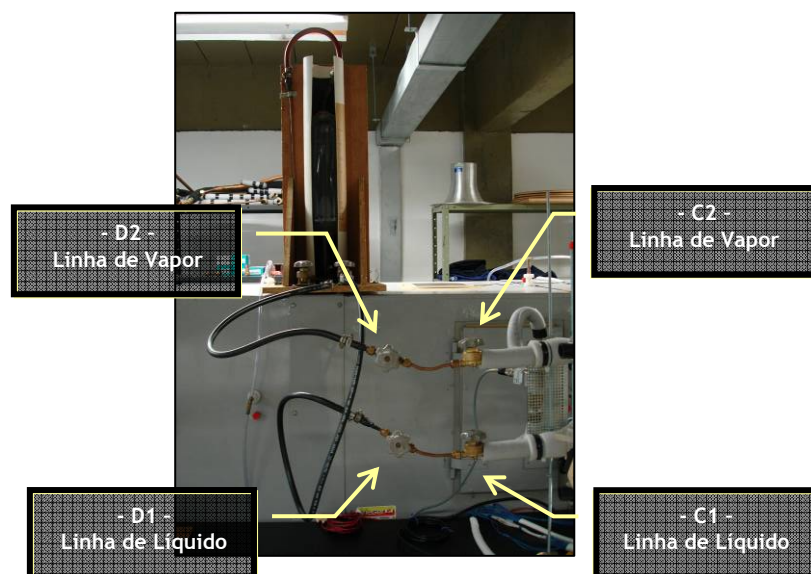


Figura 7.32 - Acoplamento do dispositivo de carga no circuito CPL

APÊNDICE E

PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES

Termopares são amplamente utilizados para a medição de temperatura baseando-se no Efeito Seebeck o qual consiste na conversão de uma diferença de potencial térmico em uma diferença de potencial elétrico.

A Figura 7.33 representa uma ligação típica para medição de uma certa temperatura T_1 . A diferença de potencial ΔV é proporcional a diferença entre as temperatura T_1 e T_1' , sendo necessário portanto conhecer T_1' para poder determinar o valor de T_1 . Isto significa que a temperatura de um certo ponto vai depender da diferença de potencial gerado pelo termopar e também da temperatura de referência T_1' , esta indicada pelo sensor T_R .

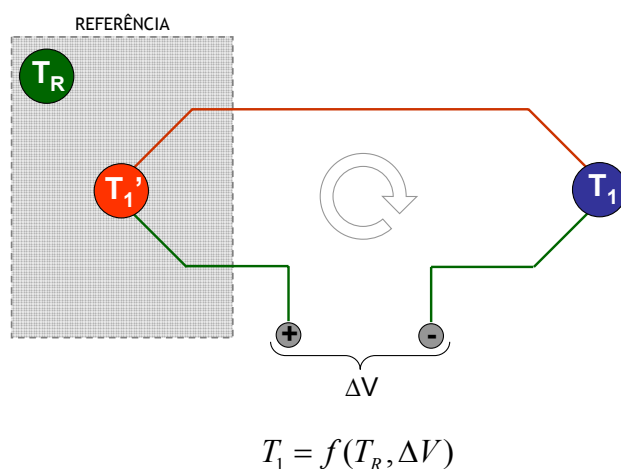


Figura 7.33 - Representação da ligação do termopar

A relação entre a diferença de temperatura (T_1 e T_1') e a tensão ΔV indicada não é linear sendo normalmente expressa através de um polinômio de 5ª a 9ª ordem, dependendo do tipo de termopar.

De forma prática, o sistema de aquisição de dados guarda estas curvas $T=f(\Delta V)$ e as aplica a cada medição. O sistema também se encarrega de manter um dos extremos do conjunto à uma temperatura de referência T_R conhecida. Normalmente esta temperatura é medida por um termistor instalado em alguma posição da junta de referência, fornecendo portanto uma temperatura de referência única para todos os termopares instalados na placa de aquisição de dados ($T_1' = T_2' = T_3' = T_n' = T_R$ na Figura 7.34). A partir da temperatura de referência e da tensão gerada nos termopares, chega-se aos valores T_1, T_2, T_3, T_n .

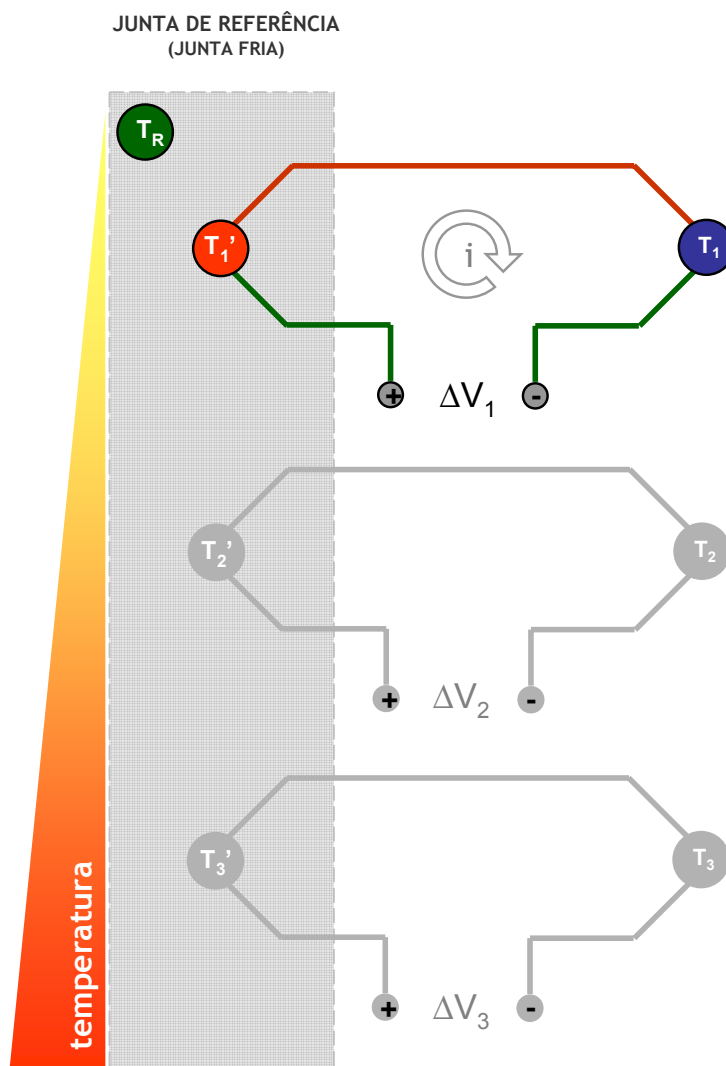


Figura 7.34 - Ligação de um conjunto de termopares a uma junta de referência

Contudo, caso exista um gradiente de temperatura ao longo da junta de referência, surgirão erros de medição pois o valor de referência T_R não refletirá exatamente a temperatura do local de conexão do terminal T_n' . Para solucionar este problema, neste trabalho optou-se por fazer um

processo de calibração para cada ponto de medição de temperatura de forma a compensar qualquer gradiente de temperatura na junta de referência do sistema de aquisição de dados.

O procedimento de calibração consistia na colocação dos termopares dentro de um recipiente isolado termicamente contendo água à uma temperatura constante, medida por um termômetro de mercúrio (Figura 7.35).



Figura 7.35 - Recipiente para calibração de termopares

As temperaturas indicadas pelo sistema de aquisição eram comparadas com a do termômetro, cujo valor era tomado como referência. Repetindo o processo para diversas temperaturas da água no recipiente (10 à 80°C), gerou-se uma curva linear para cada termopar, como exemplificado na Figura 7.36.

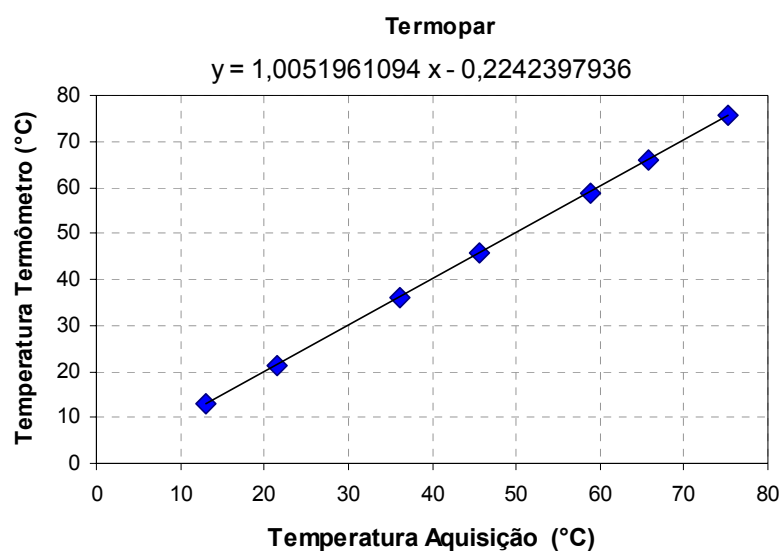


Figura 7.36 - Curva de correção de termopar

Além da correção dos erros associados com a temperatura de referência, a calibração *in loco* dos termopares também corrige erros associados com a montagem e a confecção do termopar, isto é, conexão na placa de leitura e a soldagem do cabo de compensação.

O resultado do processo de calibração pode ser visto na Figura 7.37, onde são mostradas as temperatura lidas por 9 termopares em banho e isolados termicamente. No caso da não utilização da curva de calibração, os valores aparecem dispersos, com um desvio que atinge aproximadamente 0,5°C entre as leituras. Quando se considera a curva de calibração, a dispersão dos valores diminui consideravelmente, sendo que as nove leituras ficam então próximas da sua média. Além disso, a média se aproxima do valor real, dado pelo termômetro de mercúrio e igual à 32,58°C.

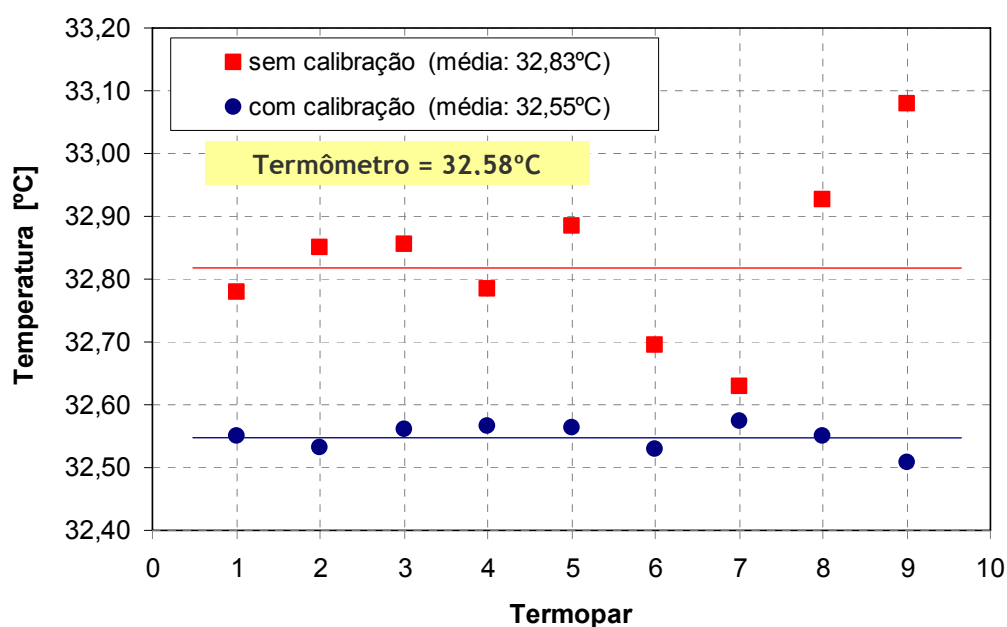


Figura 7.37 - Resultado do processo de calibração dos termopares